

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
КІРОВОГРАДСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ

ТЕХНІКА В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ,
ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ, АВТОМАТИЗАЦІЯ

Випуск 17

Заснований в 2001 р.

Кіровоград 2006

ББК 34.751+32.965=31

УДК 62:631.3

Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / – Вип. 17. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – 382 с.

В збірнику представлені статті, присвячені проблемам проектування та експлуатації сільськогосподарської техніки, технології виробництва, енергозбереження, автоматизації в промисловості та сільському господарстві. Наведені практичні рекомендації по використанню результатів досліджень у галузях народного господарства.

Збірник є фаховим науковим виданням, в якому публікуються основні результати наукових досліджень вчених, аспірантів університету, а також інших навчальних закладів та промислових підприємств України.

Збірник розрахований на наукових, науково-технічних працівників різних галузей науки та техніки, ВНЗ, здобувачів вчених ступенів і звань.

Рекомендовано до друку вченою радою Кіровоградського національного технічного університету. Протокол № 8 від 27 березня 2006 р.

Відповідальний редактор: д-р техн. наук, проф. Черновол М.І.

Редакційна колегія: Василенко І.Ф., канд. техн. наук, доц. (відповідальний секретар), Віхрова Л.Г., канд. техн. наук, проф. (науковий редактор за напрямком “Автоматизація”), Гамалій В.Ф., д-р ф-м наук, проф., Кропівний В.М., канд. техн. наук, проф. (заст. відп. редактора), Осадчий С.І., канд. техн. наук, доц., Павленко І.І., д-р техн. наук, проф., (науковий редактор за напрямком “Галузеве машинобудування”), Пестунов В.М., канд. техн. наук, проф., Петренюк А.Я., д-р ф-м наук, проф., Сабірзянов Т.Г., д-р техн. наук, проф., Сидоренко В.В., д-р техн. наук, проф., Сисолін П.В., канд. техн. наук, проф. (науковий редактор за напрямком “Техніка в сільськогосподарському виробництві”), Філімоніхін Г.Б., д-р ф-м наук, доц.

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 597-472, 597-437, 597-920, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №4 від 1999 р.)

Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація

Збірник наукових праць Кіровоградського
національного технічного університету

Випуск 17

Реєстраційне свідоцтво: серія КГ №0248-У від 07.03.2001 р.

А.І. Бойко, проф., д-р. техн. наук, І.С. Харьковський, асп.

Національний аграрний університет

М.О. Свірень, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження зусиль, які діють на робочу частину наральникових сошників

В статті розглянуті епюри напруження, які діють на робочу частину наральникового сошника. Приведені рівняння для визначення складових зусиль опору переміщення і сили, які обумовлюють зношування поверхонь сошника.

сошник, зусилля, напруження, ріжуча кромка, лобова поверхня

Наральниковий сошник представляє собою складну просторову конструкцію, яка має поверхні різноманітно орієнтовані в просторі (рис. 1)

Окремі елементи сошника виконують свої специфічні функції, однак в цілому сошник готує ґрунт для внесення насіння культури, що висівається. Руйнування ґрунту починається ріжучою кромкою. Потім пласт, що відділяється переміщується по передній лобовій поверхні і її боковим розгалуженням. В результаті зношування в нижній частині наральника утворюється додаткова тильна задня поверхня, орієнтована зустрічно напрямленню руху наральника в ґрунті.

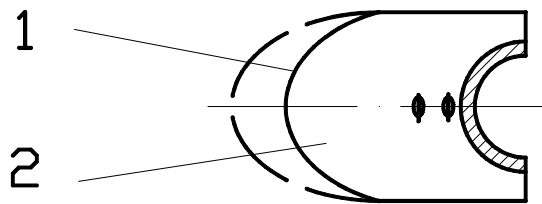
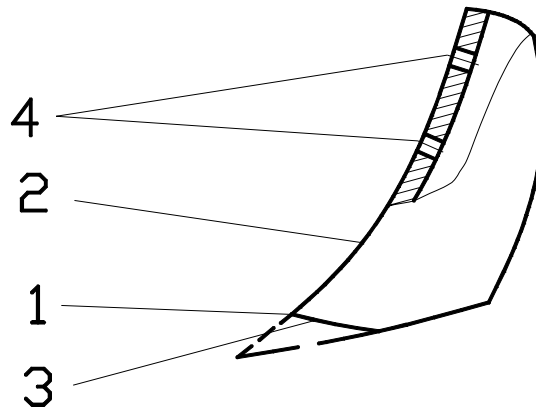
Це викликає виникнення небажаних зусиль виглиблення сошника з ґрунту. Але в той же час наральник тильною поверхнею додатково ущільнює дно борозни.

Таким чином на сошнику, що працює можна виділити три характерні ділянки: ріжучу кромку, лобову (передню) і тильну (задню) поверхні. Кожна з них вносить свій вклад в підготовку ґрунту до посіву.

Найбільші навантаження руйнування ґрунту приходяться на гостро виступаючу носову частину наральника і особливо на його ріжучу кромку. Вона зустрічає перший не зруйнований пласт ґрунту і на неї діють максимальні зусилля. Ріжуча кромка навіть нового наральника має кінцеві конструктивні розміри, які забезпечують його ефективну роботу і можливість якісної термообробки без перепалювання при виготовленні. В початковій стадії експлуатації конструктивна форма ріжучої кромки швидко переходить в технологічну округлу, котра характерна для довготривалої роботи наральника.

Аналіз розподілення зносу по передній (лобовій) і тильній (задній) поверхням вказують на його нерівномірність. Найбільші величини зносу спостерігаються на ділянках, які прилягають до ріжучої кромки з поступовим убаванням по мірі віддалення від неї. Такі розподілення зносу по робочим поверхням наральникового сошника підтверджують гіпотезу приведену в роботі [1] по вивченню зношування лемешів, котрі працюють в умовах зношування необробленим ґрунтом.

Таким чином аналіз зношування робочих сошників, виготовлених із монометалічного однорідного матеріалу без ущільнення окремих ділянок, дають можливість побудування і аналітичного уявлення діючих навантажень. Епюра напружень в розкладені на проекції сошника представлена на рис. 2, де також дані основні геометричні параметри сошника і представлені ділянки, які найбільше зношуються.



1 – ріжуча кромка; 2 – лобова поверхня; 3 – тильна (задня) поверхня;..
2.місця кріплення сошника до стійки

Рисунок 1 – Наральниковий сошник і його елементи

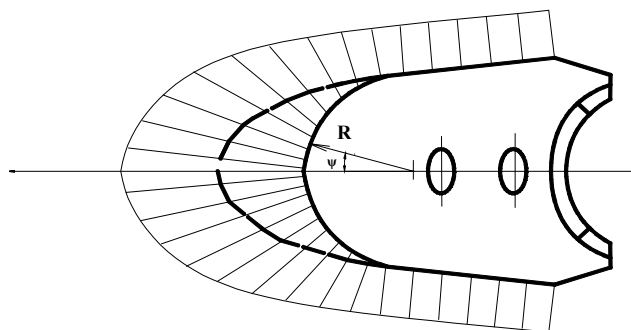
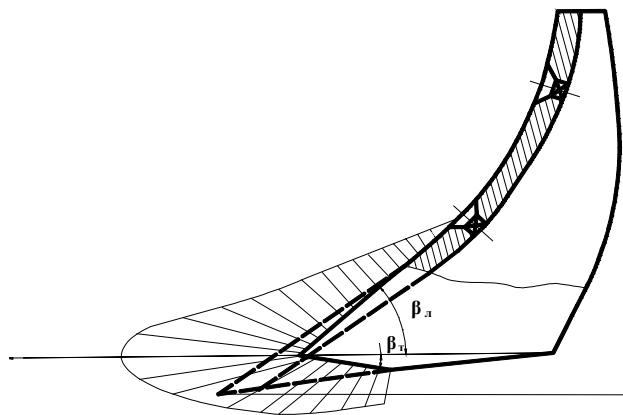


Рисунок 2 – Епюра напружень, які діють на сошник в процесі роботи

Аналогічно з руйнуванням рослинної маси [2], але враховуючи що ґрунт відрізняється в'язко-пластичними властивостями, приймемо, що його руйнування відбувається в один акт під дією створюваних наральником граничних напружень.

Для аналізу зусиль, які діють на ріжучу кромку, виділимо площадку (рис. 3) і прикладемо до неї елементарні зусилля. Для зручностей побудування зусилля на рисунку представлені в виді реакцій.

В загальному виді форма ріжучої кромки в розрізі перпендикулярному до твірної леза представляється рівнянням другого порядку. Для спрощення рішення задачі і використання на практиці прийнятого засобу кількісної оцінки товщини ріжучої кромки вона в розрізі може бути описана частиною кола радіуса ρ (рис. 3). Тоді довжина дуги елементарної площадки буде дорівнювати

$$dl = \rho \cdot d\xi, \quad (1)$$

де ρ - радіус заокруглення ріжучої кромки при зносі;

ξ - кут повороту радіуса заокруглення ріжучої кромки.

Елементарне зусилля dP має напрямлення, яке співпадає з вектором швидкості руху сошника в ґрунті. Воно може бути розкладене на складові відповідно векторного рівняння

$$d\vec{P} = d\vec{N} + d\vec{F} + d\vec{T},$$

де $d\vec{N}$ - нормальна складова елементарної сили від тиску ґрунту на елементарну площадку; $d\vec{T}$ - тангенціальна складова елементарної сили (сила тертя перпендикулярна твірній леза); $d\vec{F}$ - тангенціальна складова елементарної сили (сила тертя направлена вздовж твірної леза).

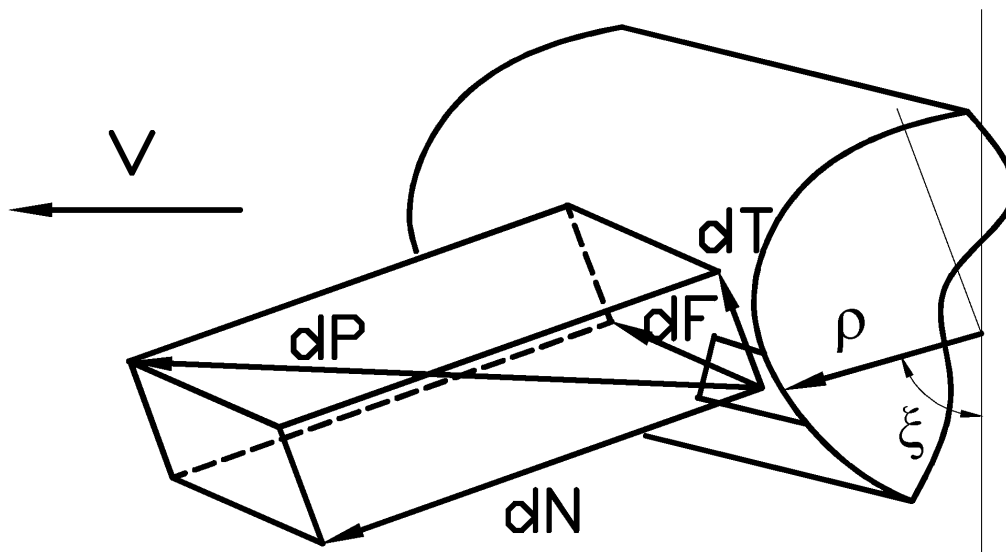


Рисунок 3 – Зусилля, які діють на елементарну площадку ріжучої кромки наральникового сошника

Напруження, які діють на ріжучу кромку по її периметру розподілені не рівномірно (рис. 2). На характер їх розподілення вказують експериментальні дані приведені в дослідженнях [3,4]. В загальному випадку епюра напружень залежить як від геометричних параметрів леза, так і від фізико-механічних властивостей матеріалів, які піддаються руйнуванню. При цьому можуть бути використані різноманітні закони розподілення напружень, однак як вказується в роботі [2] з достатньою для практичних цілей і теоретичного аналізу точністю може бути прийнятим синусоїдальний закон

зміни напружень в залежності від центрального кута повороту радіуса, який визначає товщину ріжучої кромки.

Таким чином, епюра напружень, яка діє на ріжучу кромку представлена графічним зображенням на рисунку 2. В загальному випадку елементарне зусилля, яке діє на вільно розташовану елементарну площадку, яка належить ріжучій кромці дорівнює

$$dP = \sigma_0 \cdot dS,$$

де σ_0 – граничні напруження руйнування ґрунту;

dS – площа елементарної площадки.

Елементарна площа визначається як добуток довжин елементарних дуг в вертикальній і горизонтальній площинах

$$dS = \rho \cdot d\xi \cdot R \cdot d\psi,$$

де R – радіус заокруглення наральникового сошника в горизонтальній площині;

ψ - кут повороту радіуса R заокруглення сошника в горизонтальній площині.

Із рис. 3 видно, що в вертикальній площині відповідно прийнятому закону напруження на ріжучій кромці змінюються наступним чином

$$\sigma_\xi = \sigma_0 \cdot \sin \xi.$$

При цьому границю зміни кута повороту радіуса заокруглення ріжучої кромки, яка визначає його товщину являються межі

$$\pi - \beta_n \geq \xi \geq \beta_m,$$

де β_n - кут нахилу лобової поверхні;

β_m - кут нахилу тильної поверхні.

В наслідок того, що елементарна площадка ріжучої кромки змінює свою орієнтацію не тільки в вертикальній площині, але й в горизонтальній, напруження на ній також будуть змінюватися. Враховуючи симетрію наральника в горизонтальній проекції і вибране розташування вісі проектування зусиль, яка співпадає з віссю симетрії, напруження на елементарній площадці буде дорівнювати

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \sin \xi \cdot \cos \psi.$$

Кут повороту радіуса R заокруглення сошника в горизонтальній площині змінюється в межах

$$\frac{\pi}{2} - \gamma \geq \psi \geq 0,$$

де γ – кут нахилу бокової поверхні наральника в горизонтальній площині.

З урахуваннями сказаного елементарне зусилля, яке діє на вільно розташовану елементарну площадку ріжучої кромки наральникового сошника, визначається рівнянням

$$dP = \sigma_0 \cdot \sin \xi \cdot \cos \psi \cdot \rho \cdot d\xi \cdot R \cdot d\psi.$$

Для аналізу зусиль, що діють на елементи конструкції наральника, які визначають його експлуатаційні показники і надійність, важливе значення мають їх абсолютні величини. В загальному випадку на будь-яку елементарну площадку робочих поверхонь сошника діють елементарні зусилля dP , котрі доцільно розкласти на три взаємно перпендикулярні складові. Для ріжучої кромки це будуть зусилля, які діють по нормалі до поверхні $dN_{p.k.}$, вздовж твірної ріжучої кромки $dF_{p.k.}$ і перпендикулярно їй в площині ріжучої кромки $dT_{p.k.}$ (рис. 3).

Враховуючи зміни орієнтації профіля в горизонтальній площині, де кут атаки ріжучої кромки масою, що руйнується, не постійний і дорівнює ψ , а також те, що відповідно літературним даним досліджень [5] для ґрунтової маси кут між

направленням руху частин по поверхні робочого органу і твірної цієї поверхні складає $90^\circ - \psi$, отримана наступна система рівнянь

$$\begin{cases} dN_p = dP \cdot \cos \psi; \\ dT_p = dP \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi; \\ dF_p = dP \cdot \sin^2 \psi. \end{cases}$$

Після підставлення значення елементарної сили маємо

$$\begin{cases} dN_p = \sigma_0 \cdot \sin \xi \cdot \cos \psi \cdot \rho \cdot d\xi \cdot R \cdot d\psi \cdot \cos \psi; \\ dT_p = \sigma_0 \cdot \sin \xi \cdot \cos \psi \cdot \rho \cdot d\xi \cdot R \cdot d\psi \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi; \\ dF_p = \sigma_0 \cdot \sin \xi \cdot \cos \psi \cdot \rho \cdot d\xi \cdot R \cdot d\psi \cdot \sin^2 \psi. \end{cases}$$

Провівши перетворення в інтегральному вигляді, можна записати

$$\begin{cases} N_p = 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \int_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \sin \xi \cdot d\xi \cdot \cos^2 \psi \cdot d\psi \\ T_p = 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \int_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \sin \xi \cdot d\xi \cdot \sin \psi \cdot \cos^2 \psi \cdot d\psi \\ F_p = 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \int_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \sin \xi \cdot d\xi \cdot \sin^2 \psi \cdot \cos \psi \cdot d\psi \end{cases} \quad (1)$$

Нормальну складову сили Р можна визначити проінтегрувавши перше рівняння системи (1). Тоді будемо мати

$$\begin{aligned} N_p &= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot \left(-\cos \xi \Big|_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \right) \cdot \left(\frac{1}{2} \psi \Big|_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} + \frac{1}{4} \sin 2\psi \Big|_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \right) = \\ &= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot [-\cos(\pi - \beta_n) + \cos \beta_m] \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \gamma - 0 \right) + \frac{1}{4} \sin(\pi - 2\gamma - 0) \right] = \\ &= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot (\cos \beta_n + \cos \beta_m) \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\gamma}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\gamma \right) = \\ &= \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot (\cos \beta_n + \cos \beta_m) \cdot (\pi - 2\gamma + \sin 2\gamma). \end{aligned}$$

Таким чином, нормальна сила, яка діє на ріжучу кромку наральникового сошника, визначається рівнянням

$$N_p = \frac{\sigma_0}{2} \cdot \rho \cdot R \cdot (\cos \beta_n + \cos \beta_m) \cdot (\pi - 2\gamma + \sin 2\gamma).$$

Тангенціальна складова сили Р визначається інтегруванням другого рівняння системи (1).

$$\begin{aligned}
T_p &= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \int_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \sin \xi \cdot d\xi \cdot \sin \psi \cdot \cos^2 \psi \cdot d\psi = \\
&= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot \left(-\cos \xi \Big|_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \right) \cdot \left(-\frac{1}{3} \cos^3 \psi \Big|_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \right) = \\
&= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot [-\cos(\pi-\beta_n) + \cos \beta_m] \cdot \left[-\frac{1}{3} \cos^3 \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) + \cos^3 0 \right] = \\
&= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot \left[\cos \beta_n - \cos \beta_m \left(1 - \frac{1}{3} \sin^3 \gamma \right) \right].
\end{aligned}$$

Як видно з приведених розрахунків тангенціальна складова зусилля на ріжучу кромку дорівнює

$$T_p = 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot (\cos \beta_n - \cos \beta_m) \cdot \left(1 - \frac{1}{3} \sin^3 \gamma \right).$$

Сила, яка діє вдовж твірної ріжучої кромки, визначається із третього рівняння системи (1)

$$\begin{aligned}
F_p &= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \int_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \sin \xi \cdot d\xi \cdot \sin^2 \psi \cdot \cos \psi \cdot d\psi = \\
&= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot \left(-\cos \xi \Big|_{\xi=\beta_m}^{\xi=\pi-\beta_n} \right) \cdot \left(\frac{1}{3} \sin^3 \psi \Big|_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \right) = \\
&= 2\sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot (\cos \beta_n + \cos \beta_m) \cdot \frac{1}{3} \left[\sin^3 \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) - \sin^3 0 \right] = \\
&= \frac{2}{3} \sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot (\cos \beta_n + \cos \beta_m) \cdot \cos^3 \gamma.
\end{aligned}$$

В результаті проведених розрахунків сила вдовж твірної кромки наральникового сошника складає

$$F_p = \frac{2}{3} \sigma_0 \cdot \rho \cdot R \cdot (\cos \beta_n + \cos \beta_m) \cdot \cos^3 \gamma.$$

Отримані складові зусиль на ріжучій кромці обумовлені процесом відділення частини ґрунту, що відділяється від загального моноліту. Вони визначають основні зусилля взаємодії наральникового сошника з ґрунтом.

Крім того, саме під дією цих сил відбувається зношення і втрата початкової геометрії наральника. Максимальне зношення під дією встановлених сил спостерігається на носку, переднім елементом якого являється ріжуча кромка.

Відокремлена від моноліту частина ґрунту переміщується по лобовій передній поверхні сошника. В горизонтальній проекції ця поверхня має деякий розвиток. Задача лобової поверхні в роботі сошника полягає в підйомі і зсуву в сторони відділеної частини ґрунту. В результаті цього готується борозна для послідуєчого внесення насіння, що висівається.

Як видно із епюри напружень (рис. 2) на передню лобову поверхню наральника діють зусилля, які поступово знижуються по мірі зменшення глибини борозни.

По аналогії з ріжучою кромкою виділимо на передній боковій поверхні елементарну площадку (рис. 4).

Елементарну силу dP розкладемо на три взаємно перпендикулярні напрямки: нормальний, тангенціальний і перпендикулярний до тангенціального в площині поверхні лобової поверхні наральника.

Потрібно відмітити, що на даній ділянці (до точок кріплення) лобова поверхня представляє собою циліндр. Зусилля вдовж твірної циліндра рівномірно лінійно спадає від максимального значення на межі, що граничить з ріжучою кромкою, до мінімального (нульового) в нижній точці кріплення наральника.

Для встановлення закономірності зміни зусиль вдовж лобової поверхні розглянемо фрагмент цієї поверхні представленої на рисунку 5.

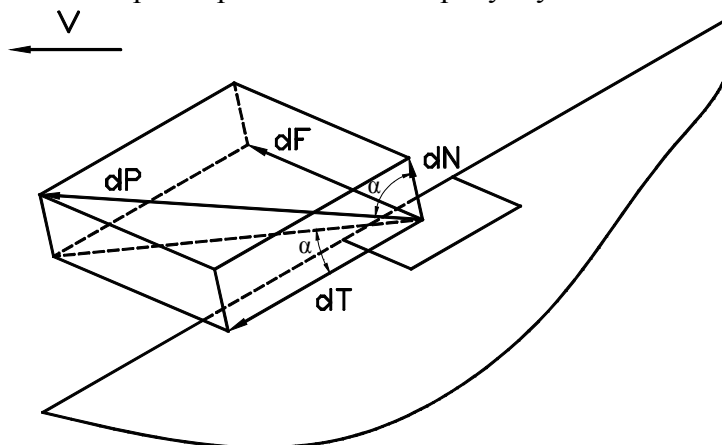


Рисунок 4 – Елементарна площадка (передньої) поверхні сошника і зусилля, які прикладаються до неї

Ріжуча кромка переходить в лобову поверхню в точці спряження О. В цій точці напруження в вертикальній площині дорівнює

$$\sigma_{0e} = \sigma_0 \cdot \sin(\pi - \beta_n) = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n$$

Це максимально можливе напруження, яке діє на лобову поверхню. Внаслідок лінійності його зменшення, можна записати

$$\sigma_e = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot \frac{c-l}{c}$$

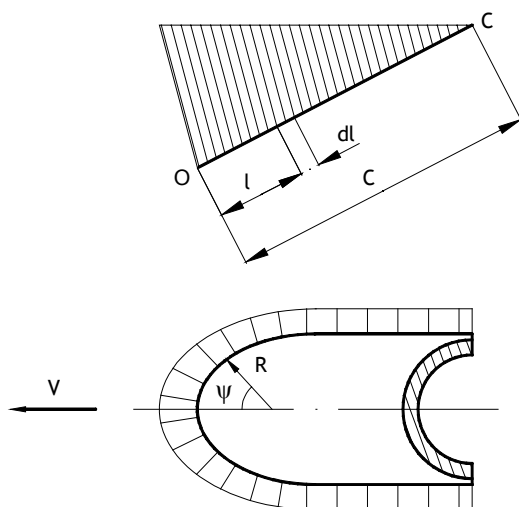


Рисунок 5 – Схема для визначення закономірності зміни зусиль на лобовій поверхні наральника

Однак напруження змінюється не лише в вертикальній, але й в горизонтальній площині. З врахуванням цього в загальному випадку воно буде дорівнювати

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot \frac{c-l}{c} \cdot \cos \psi$$

Відповідно площа елементарної площадки на яку діє напруження визначається рівнянням

$$dS = dl \cdot R \cdot d\psi.$$

Тоді елементарні зусилля дорівнюють

$$dP_n = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot \frac{c-l}{c} \cdot \cos \psi \cdot dl \cdot R \cdot d\psi.$$

В розкладанні на складові по осям проекцій запишемо

$$\begin{cases} dN_n = dP \cdot \cos \alpha; \\ dT_n = dP \cdot \cos(90 - \alpha) \cdot \cos \alpha; \\ dF_n = dP \cdot \cos(90 - \alpha) \cdot \sin \alpha, \end{cases} \quad (2)$$

де α – кут атаки елементарної площадки масою, що руйнується.

Із геометричних побудов видно, що

$$\alpha = \psi$$

Тоді систему (2) виконавши перетворення можна записати у вигляді

$$\begin{cases} dN_n = dP \cdot \cos \psi; \\ dT_n = \frac{1}{2} dP \cdot \sin 2\psi; \\ dF_n = dP \cdot \sin \psi. \end{cases}$$

Або підставивши значення елементарної сили маємо

$$\begin{cases} dN_n = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot \frac{c-l}{c} \cdot \cos \psi \cdot dl \cdot R \cdot d\psi \cdot \cos \psi; \\ dT_n = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot \frac{c-l}{2c} \cdot \cos \psi \cdot dl \cdot R \cdot d\psi \cdot \sin 2\psi; \\ dF_n = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot \frac{c-l}{c} \cdot \cos \psi \cdot dl \cdot R \cdot d\psi \cdot \sin \psi. \end{cases}$$

Величини сил визначаються інтегралами

$$\begin{cases} N_n = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot R \int_{l=0}^{l=c} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \frac{c-l}{c} \cdot dl \cdot \cos^2 \psi \cdot d\psi; \\ T_n = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot R \int_{l=0}^{l=c} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \frac{c-l}{c} \cdot dl \cdot \cos^2 \psi \cdot \sin \psi \cdot d\psi; \\ F_n = \sigma_0 \cdot \sin \beta_n \cdot R \int_{l=0}^{l=c} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \frac{c-l}{c} \cdot dl \cdot \sin^2 \psi \cdot \cos^2 \psi \cdot d\psi. \end{cases} \quad (3)$$

Для складової, яка діє по нормалі до лобової поверхні, можна записати

$$\begin{aligned}
N_{\lambda} &= \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot \left[\int_{l=0}^{l=c} dl - \frac{1}{c} \int_{l=0}^{l=c} l dl \right] \cdot \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \cos^2 \psi \cdot d\psi = \\
&= \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot \left[\frac{1}{2} \psi \Big|_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} + \frac{1}{4} \sin 2\psi \Big|_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \right] = \\
&= \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) + \frac{1}{4} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) \right] = \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\gamma}{2} + \frac{1}{4} \cos \gamma \right).
\end{aligned}$$

Таким чином, нормальна сила на лобовій передній поверхні наральника визначається рівнянням

$$N_{\lambda} = \frac{1}{8} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c_{\lambda} \cdot (\pi - 2\gamma + \cos \gamma).$$

Тангенціальна складова опору входження наральника в ґрунт знаходиться з другого рівняння системи (3) і дорівнює:

$$\begin{aligned}
T_{\lambda} &= \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \int_{l=0}^{l=c} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \frac{c-l}{c} \cdot dl \cdot \cos^2 \psi \cdot \sin \psi \cdot d\psi = \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot \left(-\frac{1}{3} \cos^3 \psi \Big|_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \right) = \\
&= \frac{1}{6} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot [1 - \sin \gamma]
\end{aligned}$$

Значення тангенціальної складової опору входження лобової частини наральника визначається відповідно рівнянням

$$T_{\lambda} = \frac{1}{6} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c_{\lambda} \cdot [1 - \sin \gamma]$$

Складова F_{λ} , яка лежить в площині лобової робочої поверхні і перпендикулярна векторам N_{λ} і T_{λ} може бути знайдена із третього рівняння системи (3).

$$\begin{aligned}
F_{\lambda} &= \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \int_{l=0}^{l=c} \int_{\psi=0}^{\psi=\frac{\pi}{2}-\gamma} \frac{c-l}{c} \cdot dl \cdot \sin^2 \psi \cdot \cos \psi \cdot d\psi = \frac{1}{6} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot \sin^3 \psi = \\
&= \frac{1}{6} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot \left[\sin^3 \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) - \sin^3 0 \right] = \frac{1}{6} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R \cdot c \cdot \cos^3 \gamma.
\end{aligned}$$

Виходячи з проведених перетворень сила F_{λ} дорівнює

$$F_{\lambda} = \frac{1}{6} \sigma_0 \cdot \sin \beta_{\lambda} \cdot R_c \cdot c \cdot \cos^3 \gamma$$

В процесі експлуатації наральникових сошників по мірі їх зношування і зміни геометричної форми утворюється нова поверхня – тильна. Вона являється результатом взаємодії наральника з ґрунтом і формується під кутом, який спричиняє виглиблення сошника з ґрунту.

Також як і для робочих поверхонь сошника, зусилля на тильну поверхню можна визначити виходячи з епюри напружень. Якщо прийняти на основі розподілення зносу вдовж тильної поверхні, що напруження розподіляються рівномірно – убуваючи починаючи від носової частини сошника і в п – раз зменшуються, то схема навантаження і геометричні параметри тильної поверхні представляються схематично зображенням на рисунку 6.

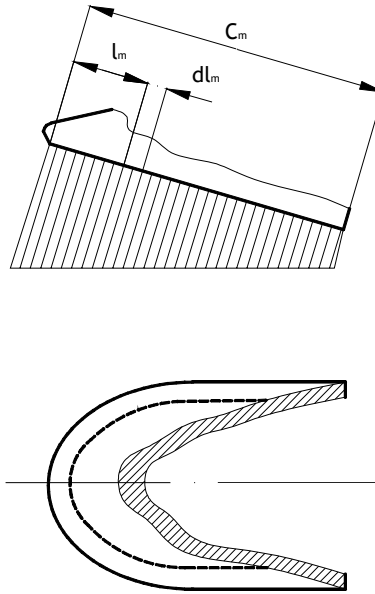


Рисунок 6 – Схема навантаження тильної (задньої) поверхні наральникового сошника

Елементарне зусилля, яке діє на елементарну площадку, яка належить тильній поверхні, визначається добутком

$$dP_m = \sigma_m \cdot dS$$

Так як напруження на тильну поверхню зменшуються від максимального до мінімального свого значення то можна записати

$$dP_m = \sigma_{\max m} \frac{c_m - \frac{n-1}{n} l_m}{c_m} dl_m \cdot dS; \quad (4)$$

де c_m – довжина тильної поверхні.

Елементарна площадка тильної поверхні з врахуванням кінцевої товщини наральника дорівнює

$$dS = h \cdot dl,$$

де h – товщина наральника.

Максимальне значення напруження, яке діє на тильну поверхню наральника, знаходиться на границі спряження тильної поверхні з ріжучою кромкою і дорівнює

$$\sigma_{\max m} = \sigma_0 \cdot \sin \beta_m$$

Підставивши значення елементарної площадки і максимального напруження в рівняння (4) отримаємо

$$dP_m = \sigma_0 \cdot \sin \beta_m \frac{c_m - \frac{n-1}{n} l_m}{c_m} h \cdot dl_m$$

Як і в попередніх випадках для ріжучої кромки і лобової поверхні з ціллю аналізу розподілення зусиль на тильній поверхні розглянемо їх в розкладанні на три взаємно перпендикулярні вісі (рис. 7)

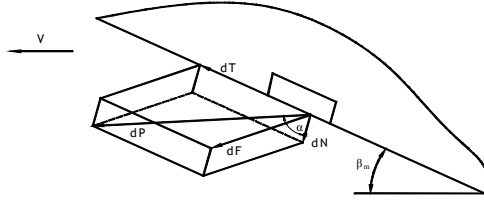


Рисунок 7 – Схема сил, які діють на елементарну площадку тильної (задньої) поверхні

Система сил, які діють на елементарну площадку визначаються рівнянням

$$\begin{cases} dN_m = dP \cdot \cos \alpha; \\ dT_m = dP \cdot \cos(90 - \alpha) \cdot \cos \alpha; \\ dF_m = dP \cdot \cos(90 - \alpha) \cdot \sin \alpha. \end{cases}$$

Оскільки тильна поверхня однозначно орієнтована по відношенню до напрямку руху наральника (V) під кутом β_m , то кут атаки для всієї поверхні дорівнює

$$\alpha = \beta_m$$

Тоді виконавши перетворення і підставивши значення dP, систему рівнянь можна записати у вигляді

$$\begin{cases} dN_m = \sigma_0 \cdot \sin \beta_m \cdot \frac{c_m - \frac{n-1}{n} l_m}{c_m} h \cdot dl_m \cdot \cos \beta_m; \\ dT_m = \sigma_0 \cdot \sin^2 \beta_m \cdot \frac{c_m - \frac{n-1}{n} l_m}{c_m} h \cdot dl_m \cdot \cos \beta_m; \\ dF_m = \sigma_0 \cdot \sin \beta_m \cdot \frac{c_m - \frac{n-1}{n} l_m}{c_m} h \cdot dl_m \cdot \sin^2 \beta_m. \end{cases}$$

Звідки після нескладних перетворень маємо в інтегральному вигляді

$$\begin{cases} N_m = \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \sin 2\beta_m \cdot h \cdot \frac{1}{c_m} \int_{l_m=0}^{l_m=c_m} \left(c_m - \frac{n-1}{n} l_m \right) dl_m; \\ T_m = \sigma_0 \cdot \sin^2 \beta_m \cdot h \cdot \frac{1}{c_m} \int_{l_m=0}^{l_m=c_m} \left(c_m - \frac{n-1}{n} l_m \right) dl_m; \\ F_m = \sigma_0 \cdot \sin^3 \beta_m \cdot h \cdot \frac{1}{c_m} \int_{l_m=0}^{l_m=c_m} \left(c_m - \frac{n-1}{n} l_m \right) dl_m. \end{cases}$$

Розв'язанням інтеграла, який входить в рівняння системи являється

$$\begin{aligned} \int_{l_m=0}^{l_m=c_m} \left(c_m - \frac{n-1}{n} l_m \right) dl_m &= \int_{l_m=0}^{l_m=c_m} c_m dl_m - \int_{l_m=0}^{l_m=c_m} \frac{n-1}{n} l_m dl_m = c_m \cdot l_m \Big|_{l_m=0}^{l_m=c_m} - \frac{n-1}{n} \cdot \frac{1}{2} \cdot l_m^2 \Big|_{l_m=0}^{l_m=c_m} = \\ &= c_m \cdot c_m - \frac{n-1}{2n} \cdot c_m^2 = c_m^2 \left(1 - \frac{n-1}{2n} \right) = c_m^2 \left(\frac{2n-n+1}{2n} \right) = c_m^2 \left(\frac{n+1}{2n} \right) = \frac{c_m^2}{2n} (n+1) \end{aligned}$$

Підставивши розв'язок, маємо

$$\begin{cases} N_m = \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \sin 2\beta_m \cdot h \cdot c_m \cdot \frac{n+1}{2n}; \\ T_m = \sigma_0 \cdot \sin^2 \beta_m \cdot h \cdot c_m \cdot \frac{n+1}{2n}; \\ F_m = \sigma_0 \cdot \sin^3 \beta_m \cdot h \cdot c_m \cdot \frac{n+1}{2n}. \end{cases}$$

Таким чином проведені дослідження мають функціональні залежності між зусиллями, які діють на робочі поверхні сошника і його геометричними параметрами. Отримані результати можна використовувати для визначення тягового опору наральникового сошника та для аналізу умов стійкості заглиблення при його русі в ґрунті.

Список літератури

1. Рабинович А.Ш. Самозатачивающиеся плужные детали машин. БТИ, ГОСНИТИ, 1962.
2. Бойко А.И. Исследование и обоснование параметров режущего инструмента высокой стойкости для погрузчиков силоса и грубых кормов. Автореферат диссертации КТН.- М., 1979.
3. Рабинович А.Ш. Мнтод определения эпюры давления почвы на стабильный профиль лезвия. Сб. Работ ВИМ., вып. 11, 1959.
4. Прокопцев П.И. Определение сил, действующих на нож при резании с оскольжением.- Доклады МИИСП, Т.2, вып.5, серия „Техническая механика”, М., 1965.
5. Гячев Л.В. Теория лемешо-отвальной поверхности. Труды АЧИМСХ, вып.13, Зерноград, 1961.

В статье рассмотренные эпюры напряжения, которые действуют на рабочую часть наральникового сошника. Приведенные уравнения для определения составных усилий сопротивления перемещения и силы, которые обуславливают изнашивание поверхностей сошника.

In the article the considered epures tensions which operate on working part of naral'nykovogo soshnyka. Resulted equalizations for determination of component efforts of resistance moving and forces which stipulate the wear of surfaces of soshnyka.

**В.В. Аулін, доц., канд. фіз.–мат. наук, Л.Г. Віхрова, проф., канд. техн. наук,
В.А. Бісюк, В.М. Бобрицький, аспіранти**
Кіровоградський національний технічний університет

Автоматичне керування процесом індукційного наплавлення композиційних покриттів на деталі сільськогосподарської техніки

Наведено аналіз етапів технологічного процесу наплавлення композиційних покриттів на деталі сільськогосподарської техніки (СГТ). Запропоновано автоматичну систему керування у вигляді структурної та функціональних схем.

композиційне покриття, композиційний матеріал, індукційне наплавлення, автоматичний контроль, автоматична система керування, оптимізація параметрів процесу

В Україні сільське господарство є однією з найважливіших галузей, яка впливає на її економічний розвиток і добробут населення. З цієї точки зору, сільське господарство потребує належної уваги, оскільки методи роботи переважно застарілі і матеріально-технічна база в основному зношена. Нестача коштів не дозволяє своєчасно замінювати деталі машин та обладнання, яке виходить з ладу, а тому проблема вдосконалення засобів та методів зміцнення деталей при виготовленні та відновленні є актуальною і потребує всебічного аналізу та пошуку способів її рішення.

Значно подовжити ресурс деталей сільськогосподарської техніки (СГТ) можна нанесенням на їх робочі поверхні композиційних покриттів (КП), що дозволяють отримати покриття з необхідним комплексом фізико-технічних та експлуатаційних властивостей.

Відомо багато способів нанесення композиційних покриттів, але автори обрали для дослідження процес індукційного наплавлення, який пройшов випробування у виробничих умовах і який використовується найчастіше для зміцнення та відновлення відповідальних деталей СГТ, наприклад, при виготовленні культиваторної лапи на ВАТ „Червона зірка”.

Метою даної роботи є аналіз технологічного процесу індукційного наплавлення струмом високої частоти (СВЧ) та виявлення можливостей вдосконалення, шляхом створення програмно-технічних засобів, які дозволять детально контролювати всі етапи процесу наплавлення, та оперативно змінювати параметри виробничого процесу (гранулометричний і хімічний склад суміші, напругу в індукторі, частоти струму і т. ін.).

Аналіз етапів технологічного процесу наплавлення СВЧ.

Послідовність основних технологічних операцій наступна:

- приготування суміші для наплавлення (подрібнення, змішування тощо);
- підготовка поверхні під наплавлення;
- нанесення шихти на зміцнювану поверхню;
- нагрівання зміцнюваної частини деталі в індукторі до повного розплавлювання шихти;
- охолодження до кімнатної температури на повітрі;
- видалення шлаку;
- остаточна обробка (придання деталі кінцевої форми шляхом згинання, заточення й ін.).

Технологічний процес наплавлення СВЧ можна умовно розділити на 3 етапи.

Перший етап приготування власне багатокомпонентної суміші (шихти). Наприклад, найчастіше в якості шихти використовується суміш порошку сормаїта з флюсом (бура, борний ангідрид, силікокальцій, фтористий кальцій і ін.). У шихті утримується 82–85% по масі металевого порошку, інше — флюс. Для індукційного наплавлення найбільше широко застосовують флюси, що представляють суміш бури і борний ангідрид (борної кислоти) [1-2].

При індукційному напавленні робочих органів сільськогосподарських машин використовують порошки сплавів і наплавочні суміші на основі заліза, які представлені в таблиці 1 [3].

Таблиця 1 – Хімічний склад металевих порошків для індукційного наплавлення і твердість напавленого ними металу

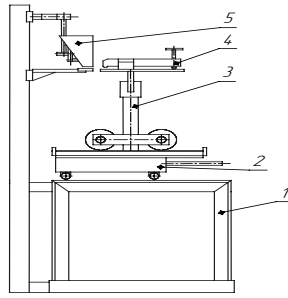
Марка (умовне найменування)	Масова частка елементів, %								Твердість напавленого металу HRC ₂
	C	Mn	Si	Cr	Ni	W	B	Mo	
ПР–У30Х28Н4С4 (ПГ–С1)	3,0	1,2	3,5	29,0	4,0	-	-	-	49–52
ПР–У40Х27Н2С2ВМ (ПГ–С27)	3,8	1,2	1,5	26,5	1,8	0,3	-	0,15	51–54
ПР–У50Х38Н2С2М2 (ПГ–УС25)	5,0	2,5	2,0	38,0	1,5	-	-	-	53–56
ПР–У45Х35ГСР (ПГ–ФБХ 6–2)	4,5	3,0	1,8	35,0	-	-	1,6	-	55–60
800Х24М7С (С–2М)	8,0	7,5	2,0	25,0	-	-	-	-	>54
450Х45РС (КБХ)	5,0	0,5	1,3	47,0	-	-	-	-	>60
50Х40Р7С (БХ)	0,7	0,5	1,0	40,0	-	-	8,0	8,0	>63
400Х30М4Р2С2 (ФБХ 6–2)	4,5	4,0	2,0	32,0	-	-	1,7	1,7	>53

Точного дозування флюси для індукційного наплавлення не мають, проте, найкраще розтікання розплаву флюсу забезпечується при змісті в суміші 40% бури і 60% борного ангідриду. Щоб покращити розкислення у флюс вводять до 10% силікокальція, а для поліпшення віддільності жужільної кірки — до 40% зварювального флюсу АН–348, відповідно зменшуючи зміст бури і борний ангідрид.

Другий етап – нанесення приготованої шихти на поверхню деталі.

Після змішування необхідних компонентів потрібно нанести отриману шихту на поверхню деталі, яка потім обробляється в індукторі, з певною (сталою або змінною за деяким правилом) товщиною шару та з конкретною конфігурацією зміцнюваної поверхні (ріжучі кромки лап культиваторів, наконечники лемешів).

Звичайно для нанесення шару шихти використовують різні типи дозаторів, наприклад на ВАТ „Червона зірка” використовується дозатор механічної дії (рис. 1).



1 - станина; 2 - платформа; 3- каретка; 4 - державка; 5 – дозатор

Рисунок. 1 - Схема пристрою для дозування шихти

Компоненти шихти, в даному випадку попередньо змішані в барабані-змішувачі, засипаються в бункер дозатора. Під дією власної сили тяжіння порошок шихти тисне на поверхню кульки, тим самим притискає її до стінок вихідного патрубку. При підведенні до патрубка з кулькою поверхні деталі, вона починає тиснути на кульку в протилежному напрямку до сили ваги шихти, що знаходиться в бункері. В результаті кулька під дією сили тиску зміщується в верх по патрубку, тим самим відкриваючи отвір у вигляді кільця для просипання шихти на поверхню деталі, яка переміщується відносно дозатора.

Даним дозатором можливо наносити шар шихти тільки сталої товщини, ширини і по прямолінійному контуру. Не передбачена можливість зміни конфігурації деталі та інших параметрів.

Третій етап - процес безпосередньо індукційного наплавлення.

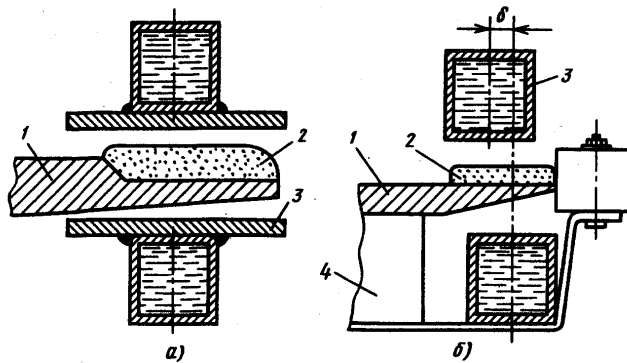
Сутність індукційного наплавлення полягає в наступному. Деталь розміщують в електромагнітному полі індуктора, що живиться змінним струмом високої частоти (СВЧ). У масі металу деталі або компактної присадки індуктуються вторинні змінні струми тієї ж частоти, що розподіляються в поверхневому шарі металу і нагрівають цей шар. Для сталевих деталей переважне нагрівання СВЧ поверхневих шарів металу зберігається аж до точки Кюрі (768 °С). Після того, як метал нагріється до температури вище точки Кюрі, глибина проникнення індуктованих струмів збільшується в 10–20 разів (у залежності від частоти), завдяки чому розподіл температури в металі, що нагрівається, стає більш рівномірним. Для запобігання окислюванню, а також поліпшення оплавлення основного і наплавленого металів застосовують флюси.

Флюс, що входить до складу шихти, плавиться, розчиняє оксиди, забезпечує гарне змочування зміцнюваної поверхні і розтікання по ній зносостійкого сплаву. При напавленні цим способом ніякої спеціальної підготовки поверхні виробу не потрібно. Можна напавляти поверхні як механічно оброблені, так і покриті шаром оксидів після металургійного переділу (прокатки).

Слід зазначити, що в найбільш поширених способах індукційного наплавлення в якості присадочного матеріалу застосовують не компактні матеріали, а шихту, що складається з металевих порошків і флюсових добавок. Металеві гранули ізольовані одна від одної частками флюсу, унаслідок чого електропровідність порошкового шару і виділення в ньому енергії малі. З цієї причини нагрівання і розплавлення порошкової шихти йде, в основному, за рахунок теплопередачі від основного металу, що нагрівається СВЧ.

Спосіб розплавлення порошкової шихти, нанесеної на зміцнювану поверхню деталі використанням СВЧ для нагрівання основного металу і розплавлення нанесеної на нього порошкової шихти, знайшов найбільше поширення в промисловості. У масовому виробництві освоєне індукційне наплавлення лемешів

плугів, лап культиваторів, ножей-ботворізів, рештаків вугільних конвеєрів і інших деталей, на рисунку 2 зображено наплавлення лемеша. Продуктивність наплавлення досягає 10 кг/год. Можливе одержання наплавлених шарів товщиною 0,4 мм і більше.



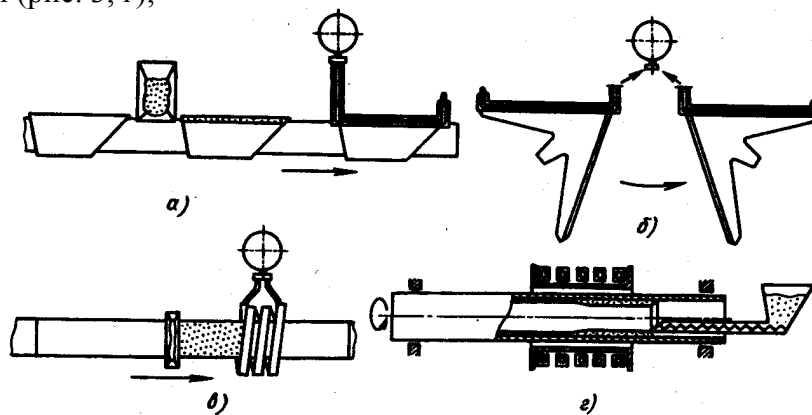
1- деталь, що обробляється; 2- шар шихти; 3- індуктор; 4-опора

Рисунок 2 - Схема розміщення лемеша (а) та лапи культиватора (б) в індукторі

Конструкція індуктора і розташування в ньому деталі залежать від конфігурації зміцнюваної ділянки. Джерелом живлення, як правило, служать високочастотні генератори з частотою 70 кгц.

У залежності від конфігурації і габаритів деталей, характеристик високочастотних установок і інших факторів застосовують чотири основних технологічних способи наплавлення [4-5] які схематично зображені на рисунку 3:

- деталь з нанесеною на всю зміцнювану поверхню шихтою вводиться в індуктор, де відбувається одночасне розплавлення шихти (рис. 3, а) ;
- поверхня деталі наплавляється в два або кілька прийомів; цей метод також дозволяє при обмежених потужностях високочастотних генераторів наплавляти значні поверхні (рис. 3, б);
- деталь послідовно переміщається в індукторі; нанесення шихти передуює надходженню ділянки деталі на наплавлення; у цьому випадку забезпечується рівномірність наплавленого шару, удасться знизити вплив коливань товщини леза на температуру нагрівання сталі. Крім того, при неперервно-послідовному напавленні вдасться зміцнювати довгомірні поверхні з використанням генераторів малої потужності (рис. 3, г);



а – одночасне, б – послідовне, в – неперервно-послідовне, г – центробіжне

Рисунок 3 – Схеми основних способів індукційного наплавлення

- внутрішня поверхня циліндричних деталей (труб, втулок) наплавляється шляхом нагрівання кільцевим індуктором зовнішньої поверхні і подачі шихти спеціальним дозатором у внутрішню порожнину деталі (рис. 3, в). Для такого

наплавлення звичайно використовують машинні високочастотні генератори з частотою 2500 Гц.

На підприємствах в основному використовують індуктор і генератор конкретного типу, з заданими наперед сталими параметрами (частотою, силою струму, часом наплавлення однієї деталі і т.д.). Контроль за якістю наплавлення виконується робітниками здебільшого візуально.

Аналіз етапів технологічного процесу за літературними джерелами і виробничим досвідом показав недостатній рівень автоматизації процесу наплавлення КП й нагальну потребу в розробці програмно-технічних засобів для автоматичного контролю та керування процесом і з'єднанні їх в єдину керовану систему. Це дозволить уникнути ряду перерахованих вище недоліків технологічного процесу індукційного наплавлення і оптимізувати його по визначальним факторам і енергетичними витратам.

На першому етапі для якості КП, визначальним фактором є контроль за дисперсним складом суміші, тобто вмістом і характером розподілу наповнювача в матриці композиційного матеріалу (КМ) та в КП, гранулометричним і хімічним складом компонентів. Якісне приготування багатокомпонентної суміші з можливістю в динаміці керувати процесом, постійно аналізувати її склад і швидко реагувати на зміну вхідних параметрів на першому етапі є вирішальним для якості кінцевого виробу.

Методи аналізу дисперсного складу - (ДС) поділяються на дві групи – селективних і методів, заснованих на взаємодії різних впливів з обсягом ДС. Групу селективних інтегральних методів підрозділяють на методи, в основу яких покладено механічний поділ часток на провальних і безпровальних ситах, а також гідравлічна сепарація в стисливій і нестисливій рідинах і електричній сепарації, вони одержали широке поширення при аналізі порошків і зернистих середовищ на лабораторних ситах. У методах комбінованої сепарації застосовується повітряно-ситова сепарація і повітряно-ситова з використанням спрямованих звукових коливань. Основними недоліками методів механічного поділу часток є: низька чіткість поділу на фракції, високий «нижній поріг чутливості» (тому що утруднено процес просівання часток на ситах з розмірами осередків менше 40 мкм), вплив на точність аналізу тривалості просівання, форми часток, зносу сит і ін. факторів. Недоліком методів є агрегування часток у процесі поділу, що приводить до похибки результатів дисперсного аналізу. З метою зменшення цих похибок застосовують дезагрегатори і промивні рідини. Методи гідравлічної сепарації, засновані на осадженні часток у рідині під дією гравітаційних сил, (седиментація), застосовуються для лабораторних досліджень. Гравітаційному аналізу властиві похибки, обумовлені конвекцією середовища, різними швидкостями осадження великих часток, спливанням більш дрібних часток, агрегацією часток, а також залежністю результатів від форми часток і концентрації суспензії.

Відцентровій сепарації властива можливість простого регулювання відцентрової сили, що сприяє виділенню часток визначеного класу в сепараторах, циклонах, центрифугах.

Струминна сепарація заснована на інерційному осадженні часток при витіканні рідини або газу зі зваженими частками на тверду перешкоду (імпактори), або рідку перешкоду (імпіджери). До недоліків струминної сепарації варто віднести складність розшифровки результатів, залежність селективності процесу від речовини часток дисперсної системи.

Але на сьогоднішній день механічний поділ є найдешевшим, що є досить важливою перевагою в умовах масового виробництва на великих підприємствах, тому систему контролю запропоновано будувати саме на його основі, схема зображена на рисунку 4.

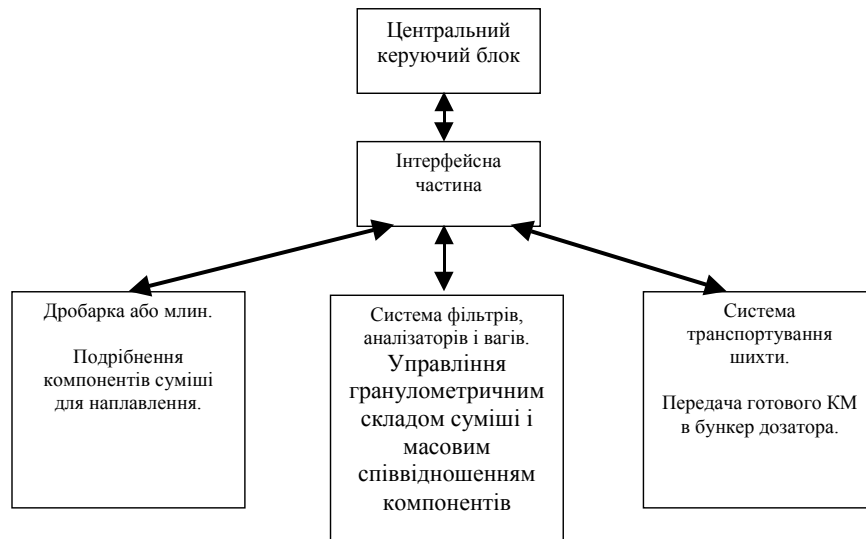


Рисунок 4 – Функціональна схему етапу приготування багатокомпонентної суміші для наплавлення

Для керування процесом приготування суміші автори пропонують спосіб описаний в роботі [6], де запропоновано спосіб виготовлення багатокомпонентної суміші, який дозволяє одночасно керувати гранулометричним складом як всієї суміші, так і окремих компонентів, і дозувати об'ємно-масове співвідношення компонентів. Сутність запропонованого способу полягає в тому, що всі компоненти суміші проходять процес фільтрації та подрібнення до заданих умов гранулометричного складу як кожного компонента так і всієї суміші, всі фільтри зв'язані з керуючим блоком, який задає розмір комірки фільтрів, збирає дані з системи датчиків і забезпечує програмно-апаратний інтерфейс з центральним керуючим блоком і через нього з оператором процесу.

На другому етапі необхідно контролювати такі параметри процесу, як товщину шару шихти, рівномірність або дискретність її нанесення, конфігурацію нанесеного шару, яка залежить від конкретної деталі. Щоб задовільнити цим вимогам потрібен новий тип дозаторів з можливістю дистанційного керування, та автоматичною зміною параметрів нанесення при зміні вхідних параметрів (іншого типу деталі, зміні складу шихти або безпосередньо по сигналу від керуючої ЦЕОМ АСУ. Для контролю процесу можна застосувати систему оптичних датчиків та розробити систему “зворотного зв'язку”, тобто при певному відхиленні від “еталонних” оптичних образів (які зберігаються в цифровому вигляді в ЦЕОМ) система повинна автоматично змінювати параметри процесу нанесення (рис. 5).

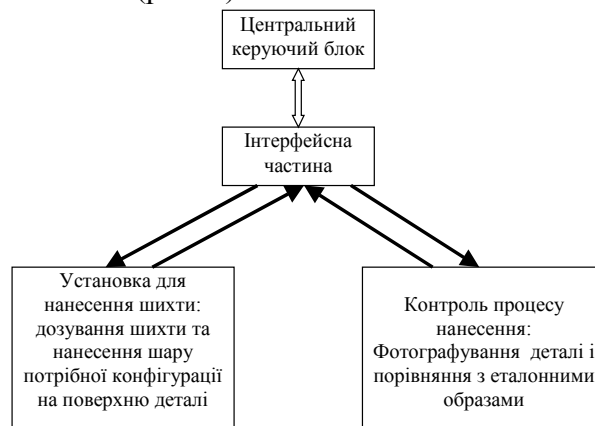


Рисунок 5 – Функціональна схема етапу нанесення шихти на поверхню деталі, що наплавляється

На останньому етапі – індукційному наплавленні, необхідно керувати такими параметрами як сила струму і його частота, конфігурація індуктора, час наплавлення, температура розплаву і матеріалу поверхні деталі, а також реалізувати кінцевий контроль зміцненої деталі.

Для забезпечення інтеграції всіх етапів в єдиний виробничий процес, автори пропонують використати програмно-апаратні (програмно-технічні) комплекси, структурна схема яких зображена на рисунку 6.

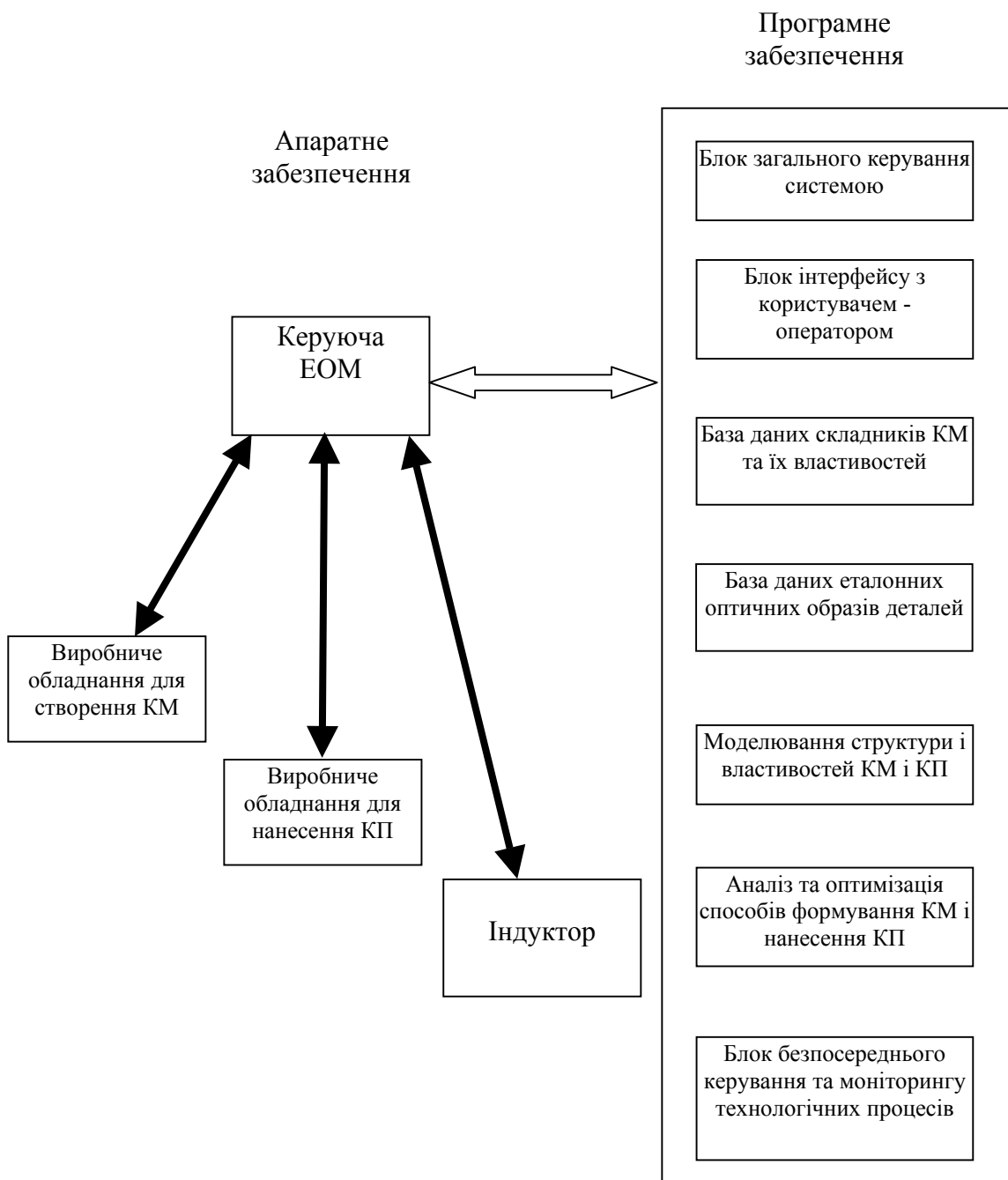


Рисунок 6 - Структурна схема автоматичної системи керування процесом наплавлення КП

Висновки. Проведений аналіз процесу наплавлення СВЧ показав, що виробництво потребує розробки та впровадження сучасних автоматичних систем керування (АСК), проектування дозволить автоматизувати процес зміцнення деталей СГТ, наплавленням КП на поверхні.

Запропоновано функціональні схеми етапів автоматизованого процесу наплавлення КП та розроблено структурну схему АСК процесу.

Автоматичне керування етапами виробничого процесу дозволить: моделювати структуру і властивості КМ і КП; оптимізувати способи формування КМ і нанесення КП; автоматично контролювати параметрів процесу; економити енергоресурси та матеріали; розробити програмне забезпечення, що містить обмежуючі критерії, які повинні спрямовувати обчислення критеріїв і характеристик КМ і КП в необхідному напрямку.

Список літератури

1. Радомысельский И.Д., Сердюк Г.Т., Щербань М.И. Конструкционные порошковые материалы. – К.: Техника, 1985. - 152 с.
2. Пантелеенко Ф.И. Самофлюсующиеся диффузионно-легированные порошки на железной основе и защитные покрытия из них. – Мн.: Технопринт, 2001. – 300 с.
3. Рябцев И. А., <http://www.uatechnology.org/>, ИЭС им. Е. О. Патона НАН Украины
4. Ткачев В. Л. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1971. –264 с.
5. Ткачев ВЛ., Фиштейн БЖ, Казннцев Н.В., Алдырев ДА. Индукционная наплавка твердых сплавов. М.: Машиностроение, 1970. – 182 с.
6. Аулін В.В., Віхрова Л.Г., Бісюк В.А., Бобрицький В.М. Керування процесом приготування багатокомпонентної суміші для нанесення композиційних покриттів на деталі машин. Збірник наукових праць КНТУ №16, 2005 - С. 266.

Приведен анализ этапов технологического процесса наплавки композиционных покрытий на детали СХТ. Предложена автоматическая система управления в виде структурной и функциональных схем.

In this item the analysis of the stages of technological process of welding composition coverages on the details of agriculture machines. The automatic control system is offered as structural and functional diagrams.

Д.Г. Войтюк, проф., канд. техн. наук, Г.Р. Гаврилюк, доц., канд. техн. наук,
М.С. Волянський, доц.
Національний аграрний університет, м. Київ

Надлегкий енергетичний засіб для внесення технологічних матеріалів і обприскування

Визначені і обґрунтовані параметри і режими роботи надлегкого мобільного енергетичного засобу з технологічними модулями для внесення мінеральних добрив, сівби сільськогосподарських культур та обприскування, що дає змогу підвищити прохідність агрегату, зменшити ущільнюючу дію рушіїв на ґрунт завдяки використанню пневматичних шин наднизького тиску та значно збільшити робочі швидкості.

надлегкий мобільний енергетичний засіб, технологічний матеріал, пневматична шина, сівба, ґрунт

Однією з важливих складових збільшення виробництва продукції рослинництва є застосування новітніх технологій на базі вискоєфективних технічних засобів. Однак сучасні комплекси машин, що застосовуються у землеробстві вже не задовольняють належною мірою вимоги щодо якості виконання робіт, продуктивності та енергомісткості. Це суттєво знижує використання агробіологічного потенціалу ґрунту і сортів сільськогосподарських культур та призводить до значних втрат урожаю [1, 2].

Для забезпечення більш якісного виконання технологічних процесів при вирощуванні сільськогосподарських культур, особливо в умовах перезволоження ґрунтів, утворення льодової кірки тощо, необхідно створити і впровадити у сільськогосподарське виробництво нові мобільні енергетичні засоби (МЕЗ) і технологічні модулі до них.

Використання універсальних енергозасобів (УЕЗ) і модульно-блокових конструкцій (МБК) шляхом збільшення їх річного навантаження у 2...5 разів, а також розширення універсальності, комплектування агрегатів за суміщенням операцій може забезпечити значний економічний ефект [1]. Основними перевагами таких машин і агрегатів є суттєве скорочення необхідної кількості енергетичних засобів за рахунок підвищення їх універсальності, зниження їх металомісткості і в кінцевому результаті зменшення собівартості продукції. Дослідженням таких багатоцільових УЕЗ і МБК займались в УкрЦВТ, ННЦ "ІМЕСГ" та в інших організаціях [1, 2, 3].

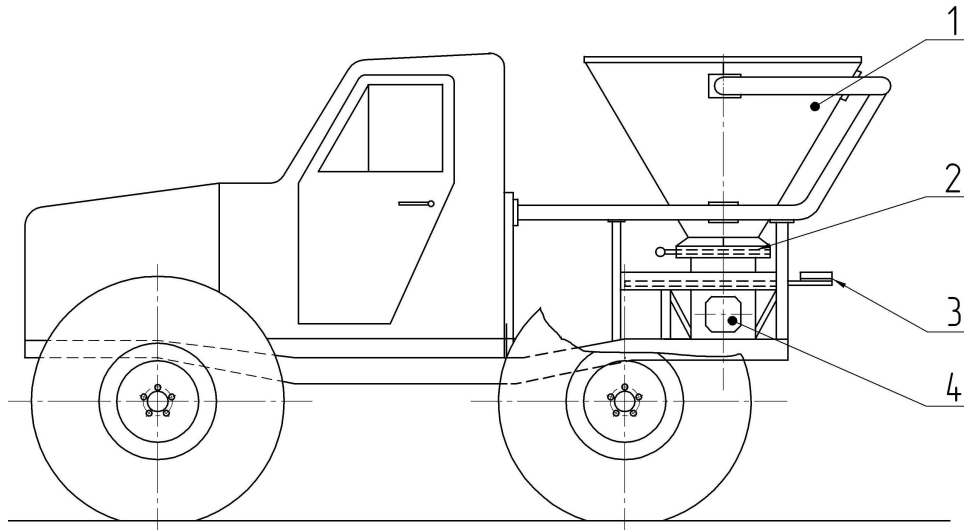
Важливим напрямом при розробці мобільних енергетичних засобів є підвищення їх прохідності. На даний час у передових зарубіжних країнах інтенсивно ведуться роботи по підвищенню прохідності МЕЗ з використанням рушіїв із шинами наднизького тиску, які спроможні рухатися по поверхнях з низькою несучою здатністю (піску, зораному полю, болоті, перезволоженому та мерзлоталому ґрунті тощо) [1, 2].

Крім того новітні технології сівби, внесення добрив в умовах підвищеної вологості ґрунту базуються також на використанні надлегких мобільних енергетичних засобів (НлМЕЗ), що спроможні рухатися з робочою швидкістю до 40 км/год. Це дає можливість виконувати технологічні операції в оптимальні агротехнічні строки, що сприяє значному підвищенню урожайності.

Метою дослідження є розробити і обґрунтувати параметри і режими роботи НлМЕЗ з технологічними модулями для внесення технологічних матеріалів і обприскування сільськогосподарських культур.

НлМЕЗ розроблений на базі автомобіля підвищеної прохідності УАЗ-31512. Він складається з рами, на якій встановлено двигун потужністю 73,6 кВт, коробки передач, трансмісії, заднього і переднього мостів, чотирьох коліс з шинами наднизького тиску 1300х600х500 мм. Енергетичний засіб обладнаний гідравлічною системою відбору потужності, що складається з гідронасоса, який приводиться в дію від колінчастого вала через муфту. На шасі НлМЕЗ передбачено встановлювати технологічні модулі – модуль-розсіювач і модуль-обприскувач.

Технологічний модуль-розсіювач (рис. 1) відцентрового типу, призначений для розсіювання (мінеральних добрив).



1 – бункер; 2 – заслінка; 3 – диск; 4 – гідромотор

Рисунок 1 – Схема надлегкого мобільного енергетичного засобу (НлМЕЗ) з технологічним модулем – розсіювачем мінеральних добрив

Зазначимо, що при вирощуванні озимої пшениці досить важливе ранньовесняне підживлення по мерзлоталому ґрунту, яке складає 30% від загальної норми внесення. Кількість внесених добрив (кг/га) залежить від виду добрив і вмісту діючої речовини.

Доза (норма) внесення технологічних матеріалів модуля розсіювача залежить від подачі дозуючою системою і робочої швидкості НлМЕЗ, тобто:

$$Q = f(h_3, A, V), \quad (1)$$

де h_3 – положення заслінки;

A – амплітуда коливання висівної планки дозатора;

V – швидкість руху агрегату.

Із умови допустимого навантаження на шини коліс, експлуатаційна маса технологічного модуля-розсіювача становить 600 кг. При робочій ширині захвату 8...12 м і швидкості 20...40 км/год продуктивність агрегату за годину чистого часу становить 20...40 га/год. Для забезпечення заданих умов роботи дозатор повинен забезпечувати подачу добрив 0,14...3,6 кг/с.

Основними показниками якості роботи модуля-розсіювача є рівномірність розподілу добрив по ширині захвату і по довжині гону.

Технологічний модуль-обприскувач встановлюється також на рамі надлегкого мобільного енергетичного засобу замість розсіювача. Він складається з резервуара місткістю 600 л, насоса, гідромотора, блока керування, штанги і розпилювачів.

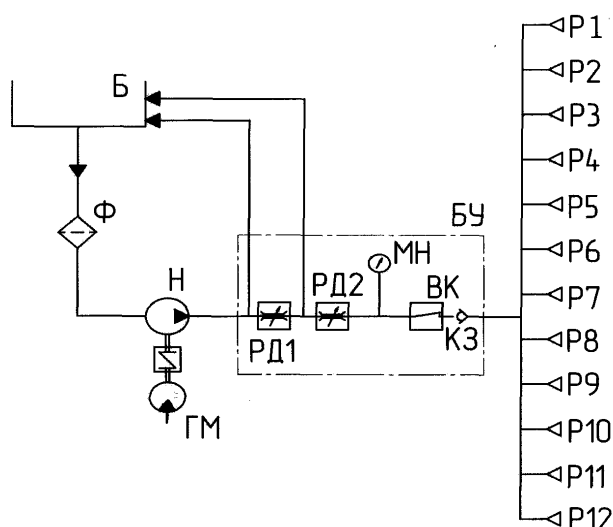
Гідравлічна схема модуля-обприскувача наведена на рис. 2.

Під час роботи модуля рідина із бака Б насосом Н подається через фільтр Ф у блок керування. Насос Н мембранно-поршневого типу (подача 200 л/хв, тиск до 2,0

МПа) приводиться в дію гідромотором ГМ. Блоком керування БУ забезпечується ступінчасте регулювання тиску рідини в діапазонах 0,2...0,4; 0,4...0,6; 0,6...0,8; 0,8...1,0 МПа. Дросель РД2 забезпечує точне регулювання тиску рідини в межах зазначених діапазонів. Не використана рідина від регулятора діапазонів і дроселя повертається назад в резервуар для перемішування. Рідина, яка спрямовується до розпилювачів Р1...Р12, проходить через витратомір ВК, за допомогою якого визначається секундна витрата рідини, далі через зворотний клапан КЗ і поступає до розпилювачів Р1...Р12. Розпилювачі мають сітчасті фільтри і відсічні клапани для запобігання протікання рідини при тиску менше 0,2 МПа, встановлені на штанзі з кроком 1 м і мають факел розпилу - 110^0 .

При роботі з малими нормами (щільність покриття не менше 20 крапель/см²) необхідна дисперсність розпилу близько 150 мкм. Така дисперсність для щільних розпилювачів утворюється при тиску 0,8...1,0 МПа.

Пульт керування – секційний, складається з центрального відсічного клапана, двох відсічних клапанів штанги, регулятора діапазонів тиску та дроселя регулювання тиску.



Б – бак; ГМ – гідромотор; Н – насос; Р1...Р12 – розпилювачі; БУ – блок керування; КЗ – клапан зворотний; МН – манометр; РД1 – регулятор діапазонів; РД2 – дросель регульований; ВК – витратомір

Рисунок 2 – Гідравлічна схема модуля-обприскувача

Пульт керування працює ефективно при витраті рідини до 100 л/хв і робочому тиску до 1,0 МПа. З'єднувальні рукави гідроліній – поліетиленові, армовані. Всі вузли і деталі модуля обприскувача, що взаємодіють з робочою рідиною, виконані з хімічно стійких матеріалів.

Витрата робочої рідини регулюється зміною тиску в розпилювальному пристрої і заміною розпилювачів з відповідними діаметрами отворів.

Основним технологічним параметром обприскувача є хвилинна витрата робочої рідини q , л/хв:

$$q = \frac{Q \cdot B \cdot V}{600}, \quad (2)$$

де Q – норма витрати робочої рідини, л/га;
 B – ширина захвату обприскувача, $B = 12$ м;
 V – робоча швидкість обприскувача, км/год.

Витрата робочої рідини через один розпилювач визначається з виразу:

$$q_i = \frac{q}{n}, \quad (3)$$

де n – кількість розпилювачів на штанзі.

Витрати робочої рідини при нормах внесення 20 і 40 л/га і швидкостях – 20 і 40 км/год становлять:

- при $V = 20$ км/год, $Q = 20$ л/га: $q = 8$ л/хв або 0,13 л/с;
- при $V = 40$ км/год, $Q = 20$ л/га: $q = 16$ л/хв або 0,26 л/с;
- при $V = 20$ км/год, $Q = 40$ л/га: $q = 16$ л/хв або 0,26 л/с;
- при $V = 40$ км/год, $Q = 40$ л/га: $q = 32$ л/хв або 0,52 л/с.

Хвилинна витрата робочої рідини щільним розпилювачем типу РЩ з кутом розпили 110° для заданого режиму складає:

- при $V = 20$ км/год, $Q = 20$ л/га: $q_i \approx 0,67$ л/хв;
- при $V = 40$ км/год, $Q = 20$ л/га: $q_i \approx 1,33$ л/хв;
- при $V = 20$ км/год, $Q = 40$ л/га: $q_i \approx 1,33$ л/хв;
- при $V = 40$ км/год, $Q = 40$ л/га: $q_i \approx 2,66$ л/хв.

Граничними значеннями хвилинної витрати рідини модулем-обприскувачем є 8 л/хв і 32 л/хв, а хвилинної витрати рідини одним розпилювачем – 0,67 і 2,66 л/хв.

ВИСНОВКИ

1. Визначені і обґрунтовані схема, параметри і режими роботи надлегкого мобільного енергетичного засобу з технологічними модулями для внесення мінеральних добрив, сівби сільськогосподарських культур та обприскування.

2. Для забезпечення високої прохідності НлМЕЗ і зменшення ущільнюючої дії рушіїв на ґрунт вибрані пневматичні шини наднизького тиску (0,01...0,05 МПа) з максимальним навантаженням на шину 5000 Н.

3. Визначена експлуатаційна маса енергозасобу і технологічних модулів – відповідно 2000 і 800 кг.

4. Технологічний модуль-розсіювач обладнаний апаратом відцентрового типу, а модуль-обприскувач – гідравлічним розпилювальним пристроєм шириною захвату 12 м з розпилювачами щільного типу (дисперсність розпили близько 150 мкм при робочому тиску рідини 0,8...1,0 МПа).

Список літератури

1. Погорілий Л., Коваль С., Шурінов В., Скичко О., Кумпан О. Концепція створення модульно-блокових конструкцій сільськогосподарських машин і агрегатів на базі універсальних енергетичних засобів. К.: „Техніка в АПК”. Науково-технічний журнал, № 4-5.– 2003 р.– с.
2. Погорельий Л., Коваль С., Шуринов В., Саенко В. Модульно-блочные уборочно-транспортные машины нового поколения. Развитие конструкций и концепция разработки универсальных энергосредств и комплексов машин. К.: „Техніка в АПК” Науково-технічний журнал, № 1, 1999р.
3. Надикто В., Кюрчев В., Панченко А. Перспективи та ефективність використання модульних енергетичних засобів в Україні. Техніко-економічні аспекти розвитку та випробовування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Зб. Наукових праць. Вип. 6.Кн. 2. УкрНДПВТ, 2003.

Изучены и обоснованы параметры сверхлегкого мобильного энергетического средства с технологическими модулями для внесения минеральных удобрений, сева сельскохозяйственных культур и опрыскивания, что дает возможность повысить проходимость агрегата, уменьшит уплотняющее воздействие движителей на почву за счет использования пневматических шин сверхнизкого давления и увеличения рабочей скорости.

The parameters were determined and based for ultra-low mobile power tool with technological modules for bringing in chemical fertilizers, sowing crops and sparge, that gives a possibility increase a ability of aggregation, using a hreunatic tyre of ultra low pressure makes condense diminished and greatly increase work speed.

М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, Д.В. Богатирьов, канд. техн. наук,
В.В. Онопа, студ.

Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування основних параметрів пульсатора пневмоімпульсної машини для сепарації насіння за густиною

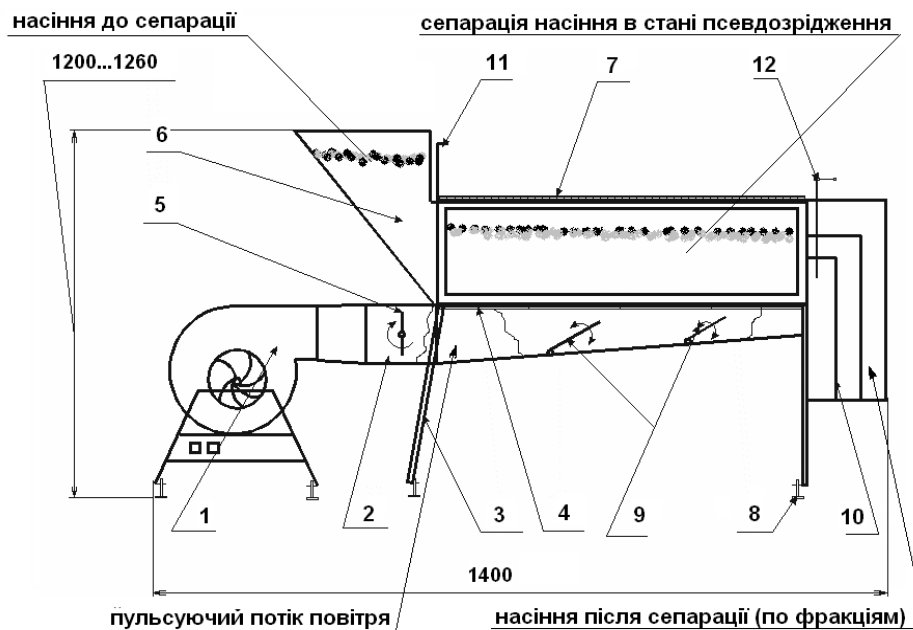
В статті наведено аналітичні формули для визначення основних параметрів та режимів роботи пульсатора пневмоімпульсної машини для сепарації насіння за густиною. Обґрунтовано отримані формули щодо визначення параметрів пульсатора, також подано порядок їх розрахунку з експериментальним підтвердженням у вигляді номограм.

процес сепарації в стані псевдозрідження, пневмоімпульсна машина, пульсуючий потік повітря, пульсатор

Один з найбільш ефективних способів підвищення якості насіннєвого матеріалу – сепарація в псевдозрідженому шарі, що реалізується в пневматичних сортувальних столах (ПС). Але вони не забезпечують стійкої сепарації при незначній зміні фізико-механічних властивостей початкового насіннєвого матеріалу, а також мають високу питому енергоємність – 2,2...3,1 кВт·год/т. Висока енергоємність пояснюється тим, що тільки на 1/3 площі деки відбувається активне розшарування матеріалу, а на іншій – вибірне транспортування розшарованого матеріалу, а також привід деки, для створення коливального руху. Підвищення продуктивності ПС супроводжується збільшенням площини деки, та, відповідно, коливальних мас, зниженням рівномірності швидкості повітряного потоку по площі, що порушує стійкість сепарації та її ефективність [1–3].

Об'єктом дослідження в даній роботі є пневмоімпульсна машина для сепарації насіння за густиною (рис. 1). Предметом дослідження є параметри та режими роботи пневмоімпульсної машини. Мета дослідження – зниження трудомісткості, енергоємності, підвищення якості та стійкості процесу сепарації насіння за густиною.

Процес сепарації відбувається таким чином [3–5]. Насіння завантажують в повітряний канал 2 (рис. 1) через бункер 6. Товщину шару насіння регулюється регулятором 11. Вентилятор 1 нагнітає повітря повітряний канал 2 через пористу перегородку 4. Пульсатор 5 створює змінний потік повітря, який проходячи через перегородку 4 пронизує шар насіння. Відбувається сепарація в псевдозрідженому шарі насіння за густиною, тобто важкі (з найбільшим значенням густини) опускаються до дна перегородки 4, легкі (з найменшим значенням густини) піднімаються вгору, а середні займають місце між важкими та легкими. Далі класифікований за густиною шар насіння рухається до блоку дільників 10. Повітря виходить через сітку 7, яка сполучається з системою вентиляції або з циклоном. Для інтенсифікації процесу сепарації машина має пульсатор 5, що обертається з меншою кутовою швидкістю ніж вентилятор і призначений для зміни швидкості фільтрації ω_{ϕ} в межах, які не дозволяють перейти псевдозрідженому стану в киплячий – при якому неможлива сепарація, так як це є режим пневмотранспорту [4], тобто створює пульсуючий потік повітря.



- 1 – вентилятор з приводом та блоком керування; 2 – повітряний канал; 3 – рама; 4 – пориста перегородка;
 5 – пульсатор з приводом та лопаттю яка має змінний діаметр; 6 – бункер; 7 – сітка для виходу повітря;
 8 – регулятор кута нахилу повітряного каналу; 9 – регульовані заслінки; 10 – блок дільників;
 11 – регулятор висоти шару насіння в каналі; 12 – регулятор висоти встановлення дільників.

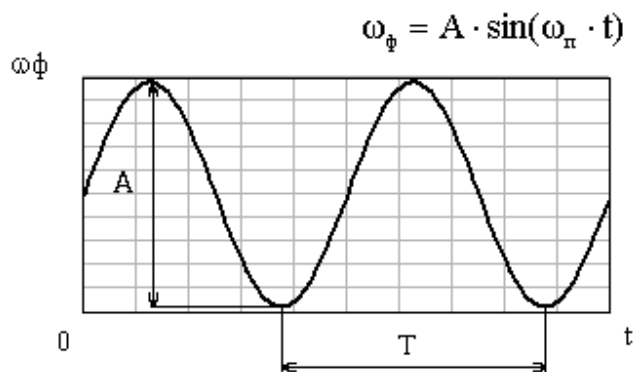
Рисунок 1 – Пневмоімпульсна машина для сепарації насіння за густиною (ПІМ)

Частота пульсації повітряного потоку є одним з основних параметрів, що істотно впливає на якісні показники роботи ПІМ. Тому отримання аналітичної формули для її визначення було одним із завдань нашої роботи.

Для вирішення цієї задачі зробили наступні допущення:

- швидкість фільтрації представляємо як хвилю, що змінюється в часі, за аналогією з дослідженнями М.А.Лаврентьєва згідно рівняння $\omega_{\phi} = A \cdot \sin(\omega_{\pi} \cdot t)$;

- для запобігання виникнення сплесків повітря по робочій довжині каналу L приймається умова $L=\lambda$, де λ - довжина хвилі.



A – ріст амплітуди; T – період одного повного оберту лопатевого колеса пульсатора, с.

Рисунок 2 – Зміна швидкості фільтрації в часі

Згідно рис. 2 період одного повного оберту лопатевого колеса пульсатора:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_{\pi}}, \quad (1).$$

Тоді

$$\omega_n = \frac{2 \cdot \pi}{T}, \quad (2)$$

де T – представимо як час, за який хвиля повітряного потоку з швидкістю V та довжиною λ пройде певний шлях в шарі насіння, тобто $T = \frac{V}{\lambda}$.

Для запобігання виникнення сплесків повітря по робочій довжині каналу L приймаємо умову $L = \lambda$. Швидкість повітряного потоку V буде меншою за швидкість фільтрації і буде дорівнювати:

$$V = \omega_\phi \cdot \frac{\rho}{\rho_c + \rho}, \quad (3)$$

де ρ, ρ_c – густина частки та середовища, кг/м^3 ;

ω_ϕ – табличне значення швидкості фільтрації (для пшениці $\omega_\phi = 1,2 \dots 1,6 \text{ м/с}$).

Підставимо значення V (3) та λ ($L = \lambda$) в рівняння (1) і отримаємо значення періоду:

$$T = \frac{\omega_\phi}{L} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho + \rho_c} \right).$$

Після підстановки отримаємо аналітичну формулу для визначення частоти пульсації:

$$\omega_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega_\phi}{L} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho + \rho_c} \right). \quad (4)$$

Отримана формула (4) дозволить визначити кутову швидкість лопатевого колеса пульсатора (ω_n) в залежності від густини найважчої з часток матеріалу та довжини перегородки.

Пульсація потоку формується спеціальним пульсатором, що під час роботи створює опір, який дорівнює тиску повітря в каналі, що приходить на площу заслінки S_n . Тоді вважаючи, що відношення між проекцією площі заслінки пульсатора S_n на вертикальну площину (рис. 3) до вертикального перерізу каналу S_k і буде складовою коефіцієнту опору пульсатора (коефіцієнтом пропорційності k), а так як пульсатор обертається, то його опір буде змінним у часі. Зміна величини проекції площі заслінки пульсатора S_n буде підпорядкована закону синуса, який обрано з наступних міркувань: при вертикальному положенні заслінки пульсатора значення S_n буде максимальним, а при горизонтальному – найменше.

Площа поперечного перетину повітряного каналу

$$S_k = a \cdot b. \quad (5)$$

Площа лопатевого колеса пульсатора

$$S_n = a_n \cdot D_n. \quad (6)$$

Площа проекції S_n на поперечний перетин S_k у деякий момент часу t

$$S_n = a_n \cdot D_n \cdot \sin|\omega_n \cdot t|. \quad (7)$$

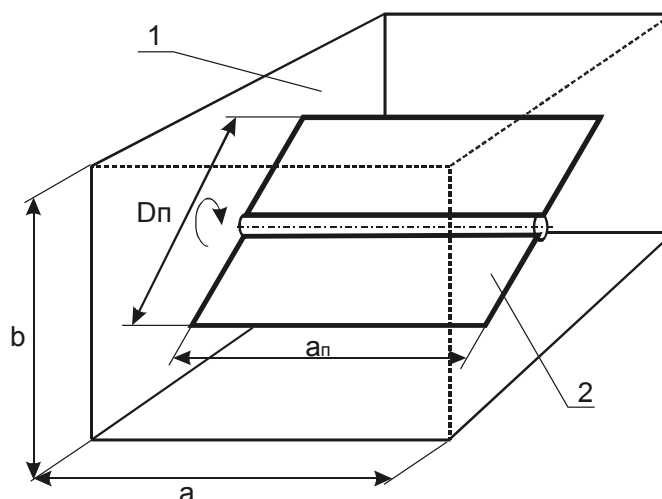
Тоді опір пульсатора

$$P_n = (\xi + k) \cdot P_b, \quad (8)$$

де P_b – тиск який створює вентилятор, Па;

k – коефіцієнт пропорційності:

$$k = \frac{a_n \cdot D_n}{a \cdot b} \cdot |\sin(\omega_n \cdot t)|. \quad (9)$$



1 – повітряний канал; 2 – лопатеве колесо пульсатора;
 a, b – відповідно, ширина та висота каналу, м;
 a_n, D_n - відповідно, ширина та діаметр лопатевого колеса пульсатора, м.
 Рисунок 3 – Схема для визначення опору лопатевого колеса пульсатора

Теоретично отримали графік опору пульсатора в часі скориставшись формулою (8) підставивши в неї значення $\omega_n=10,47$ рад/с (100 об/хв), $a=0,13$ м, $a_n=0,12$ м, $b=0,14$ м, $D_n=0,12$ м, $\xi=0,01$, $P_b=1,5$ кПа.

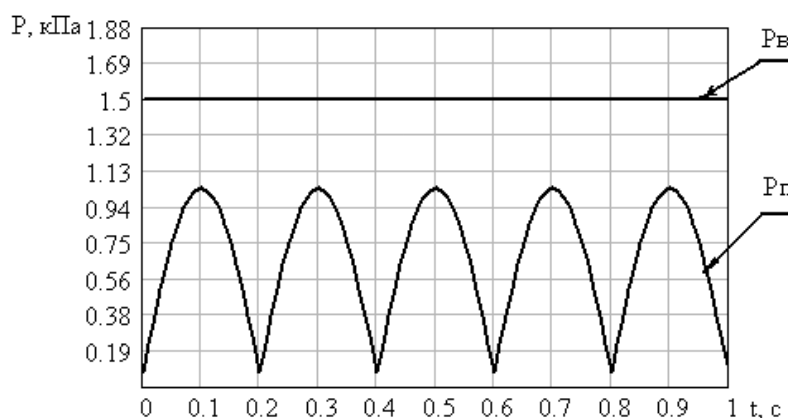


Рисунок 4 – Графік зміни опору пульсатора у часі

Найбільше значення опору пульсатора не перевищує тиск, що створює вентилятор, тоді робочу швидкість фільтрації, в залежності від параметрів ПІМ визначаємо за формулою:

$$\omega_{\phi} = \sqrt{P_b / \left((1-\varepsilon) \cdot (\rho_s - \rho_c) \cdot \left(1 + \frac{a_n \cdot D_n}{a \cdot b} \cdot \sin(\omega_n \cdot t) \right) + \rho_c \cdot k_t \cdot L \cdot \frac{(a+b)}{a \cdot b} \right)}, \quad (9)$$

де ε – порозність шару; h – висота шару насіння, м; k_t – коефіцієнт тертя;
 ρ_c, ρ_b – відповідно густина середовища та важкої насінини, кг/м³.

На основі експериментальних даних побудовано номограму для визначення технологічного ефекту сепарації (ТЕС) в залежності від параметрів ПІМ.

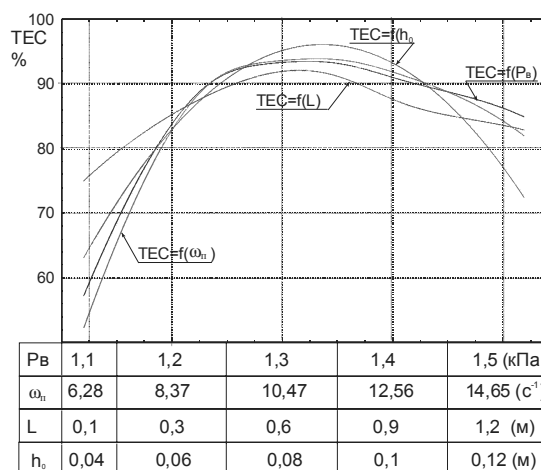


Рисунок 5 – Номограма для визначення ТЕМ в залежності від основних параметрів

Проведені експериментальні дослідження дослідної ПІМ показали наступне:

1. Стійка роботи ПІМ спостерігається при наступних значеннях найбільш впливових параметрів $P_v=(1,3...1,4)$ кПа, $\omega_n=(10,47...12,56)$ рад/с, $L=0,6$ м, $h=(0,1...0,12)$ м. При цьому значення технологічного ефекту сепарації (ТЕС) та продуктивності (Q) знаходяться в інтервалі $ТЕС = 89...93\%$ і $Q = 1,6...1,9$ кг/с.

2. Сепарація насіння за густиною в стані псевдозрідження з використанням пульсуючого повітряного потоку дозволяє підвищити продуктивність на $1,1...1,2$ кг/с та покращити технологічний ефект сепарації на $8...13\%$.

3. Експериментальні дослідження підтвердили доцільність використання пульсатора шляхом встановлення його в повітряний канал і замінити коливальний рух деки на пульсуючий потік повітря, що дозволило:

- зменшити робочу площу деки;
- зменшити потужність електричного двигуна;
- істотно покращити якісні показники роботи.

Список літератури

1. Дринча В.М. Исследование вибропневмосепараторов с плоскими цилиндрическими деками. // Механизация и электрификация сельского хозяйства – №5 – 2001 – С. 6-9.
2. Комаристов В.Ю., Петренко М.М. Довідник з механізації після збиральної обробки зерна. – К.: Урожай, 1990. – 194 с.
3. Петренко М.М., Богатирьов Д.В. Теоретичні дослідження пневмоімпульсної сепарації за густиною. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 32. – Кіровоград: КДТУ, 2002. – С. 140-146.
4. Петренко М.М., Богатирьов Д.В. Експериментальні дослідження пневмоімпульсної сепарації за густиною // Вісник ТДТУ Випуск 1. – Тернопіль: ТДТУ, 2005. – С. 23-34.
5. Пневмоімпульсна машина для сепарації насіння за густиною: Патент 54279 С2 Україна, МПК 7 B07B4/08, 7/12/B11/04 / М.М. Петренко, Д.В. Богатирьов; Кіровоградський державний технічний університет. - №2002075688; Заяв. 10.07.2002.

The thesis is developed the problem to pneumatic-impulsive separation according to density. Analytical researches are conducted and the determined mathematical model of motion of particle is got during pneumatic-impulsive separation and formula for determination of resistance of pulsator, frequency of pulsation, height of establishment of divisors, and also speed of filtration. Experimental researches confirmed expedience of the use of pulsator by setting of him in a pneumatic channel for replacement of swaying motion of sounding board on a pulsating blast.

В статье приведены аналитические формулы для определения основных параметров и режимов работы пульсатора пневмоимпульсной машины для сепарации семян по плотности. Обосновано полученные формулы относительно определения параметров пульсатора, также подан порядок их расчета с экспериментальным подтверждением в виде номограммы.

**В.Н. Кропивний, проф., канд. техн. наук, Ю.В. Кулешков, доц., канд. техн. наук,
В.В. Русских, инж.**

Кировоградский национальный технический университет

Исследование влияния износов элементов шестерен на объем рабочей камеры шестеренного насоса

В статье изложены результаты теоретического исследования влияния износов деталей шестеренного насоса на его работоспособность.

шестеренный насос, износ деталей, объемная подача, коэффициент подачи, объем рабочей камеры, коэффициент перекрытия зубчатого зацепления

Во многих работах [1 - 8] неоднократно подымался вопрос о степени влияния износов деталей шестеренного насоса на его основные технические характеристики – объем рабочей камеры (ОРК), объемную подачу (ОП) и коэффициент подачи (КП). Как правило, вопрос решался экспериментально [1 – 8], а строгого теоретического обобщения сделано не было. В этой работе предпринята попытка устранения этого недостатка.

Как известно, ОРК насоса определяется геометрическими параметрами шестерен и может быть определен зависимостью [5]:

$$q_m = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(R_e^2 - r^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{12} \right) \quad (1)$$

или

$$q_m = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (2)$$

где π - число «пи»;

b - ширина шестерни, мм;

D_e - диаметр вершин зубьев шестерен, мм;

d - диаметр начальной окружности, мм;

t_0 - основной шаг зацепления и определяется по формуле [5]:

$$t_0 = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha, \quad (3)$$

k – коэффициент, зависящий от степени перекрытия зубчатого зацепления и определяется по формуле [5]:

$$k = 4 - 6 \cdot \varepsilon + 3 \cdot \varepsilon^2, \quad (4)$$

где ε - степень перекрытия зубчатого зацепления определяется по формуле [5]:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2 - A_0 \cdot \sin \alpha}}{t_0}, \quad (5)$$

где d_0 - диаметр основной окружности, мм;

$$d_0 = m \cdot z \cdot \cos \alpha_0 \quad (6)$$

где m - модуль зацепления, мм;

z - число зубьев шестерен;

α_0 - угол исходного контура, стандартная величина, обычно $\alpha_0 = 20^\circ$;

α - угол зацепления передачи, град.;

$$\alpha = \arccos \frac{A_0}{A_d} \cdot \cos \alpha_0, \quad (7)$$

где A_0 - исходное межцентровое расстояние, для нулевых колес, мм:

$$A_0 = m \cdot z, \quad (8)$$

A_d - действительное межцентровое расстояние, мм;

$$A_d = m \cdot (z+1), \quad (9)$$

$$A_d = d. \quad (10)$$

На рис. 1 представлена схема изменения параметров шестерен при износе ее зубьев по диаметру $-\Delta D_e$ и по эвольвентному профилю - ΔS .

Обозначив через Δb - износ шестерен по ширине, через ΔD_e - износ шестерен по диаметру вершин зубьев, а через ΔS - износ шестерен по эвольвентному профилю можем записать выражение для вычисления ОРК насоса в виде функциональных зависимостей от перечисленных параметров:

- зависимость ОРК насоса от износа шестерен по ширине шестерен - Δb :

$$q1(\Delta b) = 0,5 \cdot \pi \cdot (b - \Delta b) \cdot \left(D_e^2 - d^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (11)$$

- зависимость ОРК от износа шестерен по диаметру вершин зубьев - ΔD_e :

$$q2(\Delta b) = 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot (D_e - \Delta D_e)^2 - d^2 - k2(\Delta D_e) \cdot \frac{t_0^2}{3}, \quad (12)$$

где

$$k2(D_e) = 4 - 6 \cdot \varepsilon(\Delta D_e) + 3 \cdot \varepsilon(\Delta D_e)^2, \quad (13)$$

$$\varepsilon(D_e) = \frac{\sqrt{(D_e - \Delta D_e)^2 - d_0^2} - A_0(D_e) \cdot \sin \alpha}{t_0}. \quad (14)$$

S_e - толщина зуба шестерни на диаметре вершин шестерен, мм;

S - ширина зубьев по зубомеру по начальной окружности, мм;

ΔS - износ эвольвентного профиля зубьев шестерен по зубомеру по начальной окружности, мм; φ - угол дуги зуба по начальной окружности, град;

$\varphi - \Delta \varphi$ - угол дуги изношенного по эвольвентному профилю зуба по начальной окружности, град.;

D_e - диаметр вершин зубьев шестерен, мм;

$(D_e - \Delta D_e)$ - диаметр изношенных по наружному диаметру шестерен при износе - ΔD_e , мм;

$(D_e + D_{et})$ - диаметр восстановленных зубьев шестерен до максимально возможной величины при условии, что $\Delta S = 0$ мм; d_0 - диаметр основной окружности, мм;

D_B - диаметр окружности впадин, мм;

γ_e - угол вершины эвольвенты, град.;

$\gamma_e - \Delta \gamma_e$ - угол вершины эвольвенты изношенного зуба по наружному диаметру, град.; $\gamma_e + \Delta \gamma_{et}$ - угол вершины эвольвенты восстановленного зуба по наружному диаметру, град

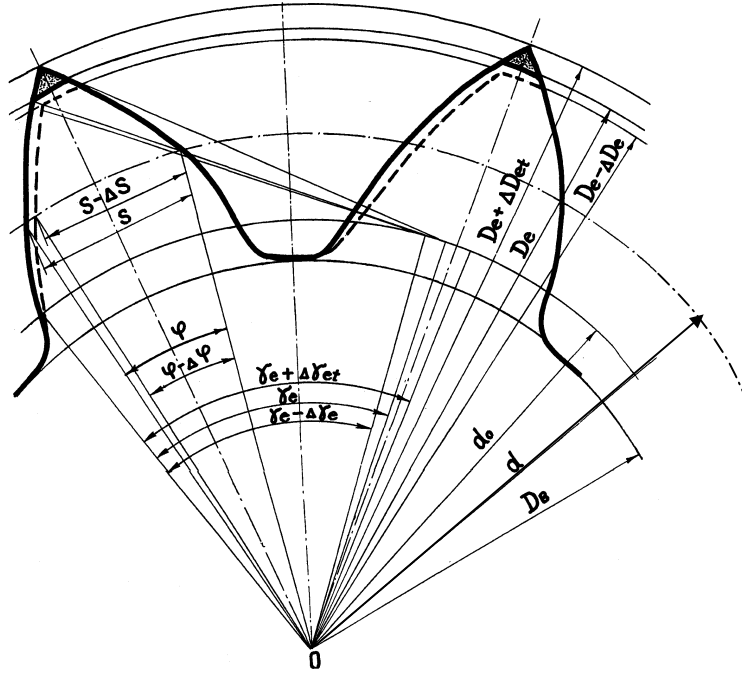


Рисунок 1 - Схема изменения параметров шестерен при изменении ее зубьев по наружному диаметру $-\Delta D_e$ по эвольвентному профилю $-\Delta S$

При этом межцентровое расстояние определяется в соответствии с зависимостью:

$$A_d(D_e) = D_e - 0,5(D_e - D_i) + \Delta a, \quad (15)$$

где D_i - диаметр окружности впадин, мм;

Δa - радиальный зазор, мм, необходимый для сохранения работоспособности передачи при температурных колебаниях и компенсации неточностей при изготовлении шестерен и сборки передачи.

α угол $\alpha(D_e)$, в соответствии с зависимостью:

$$\alpha(D_e) = \arccos \frac{A_0}{A_d(D_e)} \cos \alpha. \quad (16)$$

Несколько сложнее получить зависимость ОРК насоса от износа шестерен по эвольвентному профилю. Это можно объяснить тем, что в формулу (2) не входит в явном виде параметр ΔS . Для решения этой проблемы поступим следующим образом. Объем рабочей камеры насоса можно выразить зависимостью [4]:

$$q = 2 \cdot b \cdot z \cdot (S_w - 0,5 \cdot S_v), \quad (17)$$

где S_w и S_v - соответственно площадь межзубовой впадины и площадь минимального заземленного объема, и которые могут быть определены по формулам [5]:

$$S_w = \left[\left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{z} + \text{inv} \gamma_e - \frac{\varphi}{2} - \text{inv} \alpha \right) - \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \cdot \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2} - \text{inv} \alpha \right), \quad (18)$$

$$S_v = 2 \cdot \left[\left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \left(\text{tg}^2 \alpha + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 + 1 \right) - \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \gamma_e \right) - \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{z} - \frac{\varphi}{2} - \text{inv} \alpha \right) \right], \quad (19)$$

где γ_e - угол вершины эвольвенты и его можно определить по формуле [5]:

$$\gamma_e = \arccos \frac{d_0}{D_e}, \quad (20)$$

D_i - диаметр окружности впадин, мм;

$\text{inv} \alpha$ - функция вида [5]:

$$\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha \quad (21)$$

φ - угол дуги зуба по начальной окружности и определяется по формуле [5]:

$$\varphi = \frac{2}{d} \cdot \left(\frac{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot \cos \beta} - \frac{\Delta S}{2} \right), \quad (22)$$

где ΔS - боковой зазор в зацеплении, может быть определен по формуле [5]:

$$\Delta S = 0,08 \cdot m. \quad (23)$$

Толщина зуба по зубомеру:

$$S = d \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \quad (24)$$

откуда находим:

$$\varphi_0 = 2 \cdot \arcsin \frac{S}{d}. \quad (25)$$

При износе шестерен по эвольвентному профилю на ΔS , соответственно изменяется и угол дуги зуба по начальной окружности:

$$\varphi_0(\Delta S) = 2 \cdot \arcsin \frac{S - \Delta S}{d}. \quad (26)$$

На рис. 2 представлен график зависимости дуги зуба по начальной окружности от износа зубьев шестерен по эвольвентному профилю. Из рис. 2 видим, что функция (26) носит убывающий практический линейный характер.

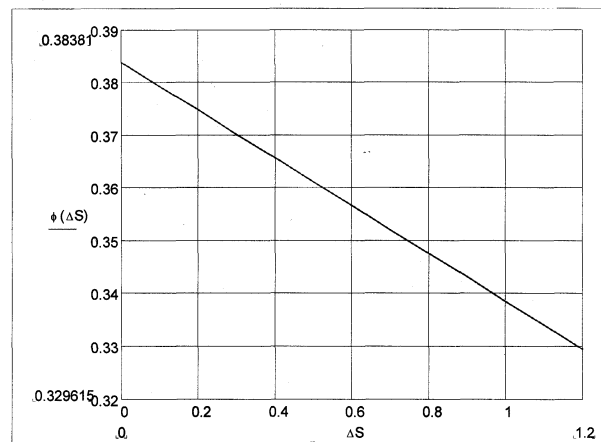


Рисунок 2 - График зависимости дуги зуба по начальной окружности от износа зубьев шестерен по эвольвентному профилю

В результате износа шестерен по эвольвентному профилю на ΔS увеличивается площадь межзубовой впадины на величину ΔS_w :

$$\Delta S_w = I_\varepsilon \cdot \Delta S, \quad (27)$$

где I_ε - длина изнашиваемой эвольвенты зуба шестерни, мм.

Однако увеличение площади межзубовой впадины, в зацеплении шестерен, приводит, фактически, к увеличению площади минимального защемленного объема - S_v . Поэтому зависимость ОРК за один оборот можно записать в виде:

$$q_3(\Delta S) = 2 \cdot b \cdot z \cdot (S_w - 0,5 \cdot S_v(\Delta S)), \quad (28)$$

где S_v - площадь межзубовой впадины, постоянная величина не зависящая от ΔS (см. рис. 3);

$$S_w = \text{const}, \quad (29)$$

$$S_v(\Delta S) = 2 \cdot \left[\left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \left[\text{tg}^2 \alpha + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 + 1 \right] - \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \left(\frac{\varphi(\Delta S)}{2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \gamma_e \right) - \left[\left(\frac{D_i}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi(\Delta S)}{2} - \text{inv} \alpha \right) \right] \right], \quad (30)$$

где $\varphi(\Delta S)$ - определяется по формуле (26).

На рис. 3 представлены графики зависимостей (13) и (14) - коэффициента $k_2(\Delta D_e)$ и коэффициента перекрытия зубчатого зацепления - $\epsilon(\Delta D_e)$ от износа шестерен по наружному диаметру - ΔD .

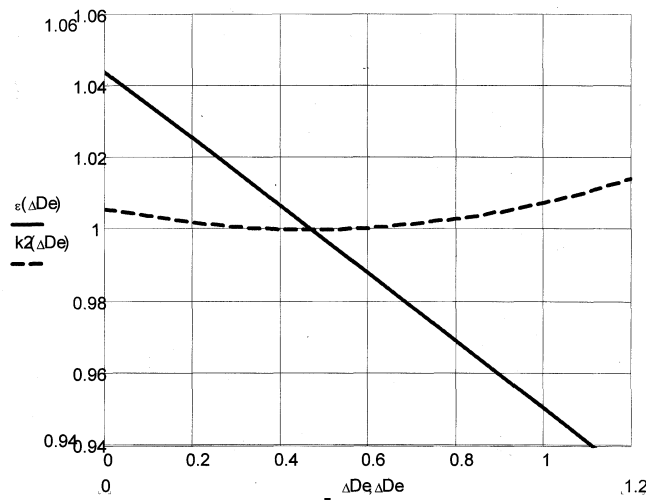


Рисунок 3 - Графики зависимостей (13) и (14) - коэффициента $k_2(\Delta D_e)$ и коэффициента перекрытия зубчатого зацепления - $\epsilon(\Delta D_e)$ от износа шестерен по наружному диаметру - ΔD

Из рис. 3 видим, что износ шестерен по наружному диаметру ведет к уменьшению коэффициента перекрытия зубчатого зацепления $\epsilon(\Delta D_e)$ по линейной зависимости. Кроме того, в районе точки $\Delta D \approx 0,5$ мм коэффициент перекрытия зубчатого зацепления становится равным $\epsilon(\Delta D_e) = 1$. Это негативное явление опасно тем, что помимо ухудшения плавности работы зацепления, увеличения ударных нагрузок может привести к выходу насоса из строя при уменьшении коэффициента перекрытия зацепления до величины $\epsilon(\Delta D_e) \leq 1$. Вероятность этого события достаточно велика вследствие того, что конструктивно в насосах НШ закладывается небольшой коэффициент перекрытия $\epsilon = 1,044 \dots 1,106$.

Решив уравнение вида:

$$\frac{\sqrt{(D_e - \Delta D_e)^2 - d_0^2} - A_o \cdot \sin \alpha}{t_0} = 1. \quad (31)$$

Относительно ΔD_e , найдем, что этой критической точкой износа шестерен по наружному диаметру является точка $\Delta D_e = \Delta D_{ek}$ (например для насосов НШ-50У, НШ-46У и НШ-32У $\Delta D_{ek} = 0,47211$ мм).

Определенный интерес представляет характер изменения коэффициента $k_2(\Delta D_e)$. Из рис. 3 видим, что изменение коэффициента $k_2(\Delta D_e)$ носит криволинейный характер и на графике представляет собой пологую параболу с минимумом в точке $\Delta D_e = \Delta D_{ek}$. Это говорит о том, что изменение рабочей камеры насоса от ΔD_e носит нелинейный характер.

На рис. 4 представлены графики зависимостей (11), (12), и (28) ОРК насоса от степени износа элементов его шестерен.

Анализируя полученные зависимости, видим, что ОРК насоса всецело определяется геометрическими параметрами активных элементов насоса - шестерен, при помощи которых рабочая жидкость из камеры всасывания переносится и нагнетается в камеру высокого давления. Корпус же служит для размещения и крепления деталей насоса и совместно с втулками образует пассивную группу элементов насоса, которая совместно с шестернями образует рабочую камеру насоса и обеспечивает ее герметизацию. Таким образом, износ активных элементов насоса - шестерен непосредственно влечет снижение ОРК, ОН и КОП и может привести при значительных износах шестерен по наружному диаметру к выходу насоса из строя (см. зависимость (14)).

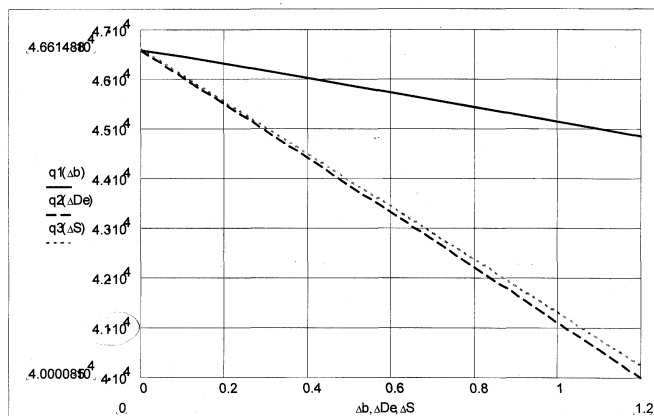


Рисунок 4 - Графики зависимостей (11), (12), и (28) ОРК насоса от степени износа элементов его шестерен Δb , ΔD_e , ΔS

Влияние износа различных элементов шестерен по-разному влияет на ОРК насоса. Так из графиков (рис. 4) видим, что ОРК насоса уменьшается по линейной зависимости от износов элементов шестерен. Износ шестерен по наружному диаметру ведет к более высокой скорости снижения ОРК чем при износе шестерен по ширине. Несколько меньшую скорость снижения ОРК вызывает износ зубьев шестерен по эвольвентному профилю. Однако при этом следует заметить, что износы зубьев шестерен по эвольвентному профилю очень редко достигает величины 0,15 мм. Поэтому на практике износ зубьев по эвольвентному профилю оказывает зачастую меньшее непосредственное влияние на снижение ОРК чем, даже износы зубьев шестерен по ширине, величина которых может достигать 1,2...1,5 мм. Износы шестерен по наружному диаметру нередко достигают 0,45...0,50 мм и поэтому являются (см. рис. 4) определяющими в снижении ОРК насоса и других технических показателей.

Для уточнения характера изменения ОРК насоса от износа ее элементов найдем первые частные производные от функций (11), (12), и (28), соответственно по изнашиваемым элементам шестерен Δb , ΔD , ΔS :

$$Vq1(\Delta b) = \frac{\partial q1(\Delta b)}{\partial \Delta b}, \quad (32)$$

$$Vq2(\Delta D_e) = \frac{\partial q2(\Delta D_e)}{\partial \Delta D_e}, \quad (33)$$

$$Vq3(\Delta S) = \frac{\partial q3(\Delta S)}{\partial \Delta S}, \quad (34)$$

Произведя дифференцирование, мы тем самым определили скорость изменения

ОРК. Построим графики полученных зависимостей рис. 5:

$$Vq1(\Delta b) = -0,5 \cdot \pi \cdot \left(D_e^2 - d^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (35)$$

$$Vq2(\Delta D_e) = -5 \cdot \pi \cdot b \cdot (D_e - \Delta D_e) \cdot \left[\frac{t_0 \cdot (1 - \varepsilon(\Delta D_e))}{\sqrt{(D_e - \Delta D_e)^2 - d_0^2}} \right], \quad (36)$$

$$Vq3(\Delta S) = -\frac{b \cdot z \cdot (D_e^2 - \Delta D_e^2)}{2\sqrt{4 - (S - \Delta S)^2}}. \quad (37)$$

Анализируя полученные зависимости скорости изменения ОРК насоса (35), (36) и (37) и их графики, приведенные на рис. 5 приходим к следующему.

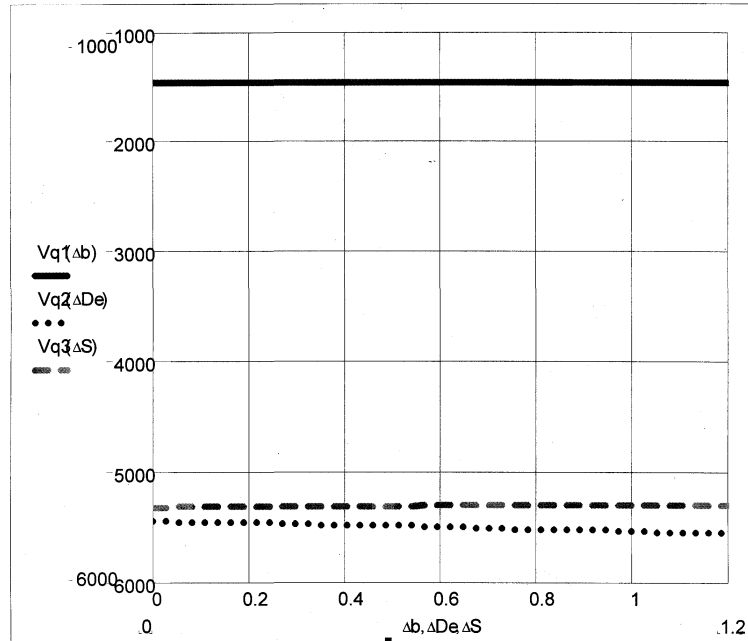


Рисунок 5 - Графики зависимостей скорости изменения ОРК насоса (35), (36) и (37) от износа элементов шестерен Δb , ΔD_e , ΔS

Из зависимости (35) видим, что скорость изменения рабочей камеры насоса от износа шестерен по ширине является постоянной величиной, что отчетливо прослеживается на графике рис. 5.

Практически на порядок возрастает скорость убывания ОРК в зависимости от износа шестерен по эвольвентному профилю - ΔS и по наружному диаметру шестерен - ΔD_e (см. рис. 6). При этом если скорость изменения ОРК в зависимости от износа шестерен по эвольвентному профилю является тоже постоянной величиной, то скорость изменения ОРК от износа шестерен по наружному диаметру носит гиперболическую зависимость (см. зависимость (37) и рис. 5).

Таким образом видим, что износ шестерен по наружному диаметру ΔD_e не только сильнее сказывается на уменьшении насоса, но от изменения шестерен по наружному диаметру зависит и изменяется по пологой параболе скорость изменения ОРК, в то время как при износе шестерен по ширине - Δb и по эвольвентному профилю - ΔS эта скорость есть величина постоянная.

Кроме того, износ шестерен по наружному диаметру до значения $\Delta D_e < \Delta D_{ek}$ может привести к выходу насоса из строя, так, как по мере дальнейшего износа шестерен по диаметру вершин зубьев шестерен, зубчатое зацепление становится

неработоспособным, поскольку коэффициент перекрытия зубчатого зацепления становится $\epsilon < 1$.

Из вышеизложенного следует, что износ элементов шестерен приводит к снижению ОРК шестеренного насоса. Наибольшая скорость снижения ОРК определяется износом шестерен по наружному диаметру, затем по эвольвентному профилю и шестерен по ширине. При этом упрочнение и восстановление шестерен по наружному диаметру позволит, во многом решить проблему, как существенного снижения скорости уменьшения ОРК, так и восстановления ОРК шестеренного насоса в процессе ремонта.

Список литературы

1. П.Р. Кудрявцев. Исследование характера износа деталей и ремонтоспособности шестеренных насосов типа НШ. Тр. ГОСНИТИ. М., 1964, т.4, с. 77-94.
2. Р.А. Ибрагимов. Повышение работоспособности отремонтированных насосов гидросистем машин в условиях хлопководства. Автореф. Дис. канд. Техн. наук. - Янгиюль, 1984 – 19с.
3. М.П. Савунов. Определение зазоров в основных сопряжениях шестеренного насоса гидросистемы с помощью емкостных датчиков. Сб. трудов БСХА, том 70, Горки 1970 – с. 294-301.
4. К.А. Рыбкин, Л.А. Усов. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960 – 256 с.
5. Е.М. Юдин. Шестеренные насосы. – М.: Машиностроение 1964 – 236 с.
6. Э.А. Липец, Али Ахмед Абдула Саад. Исследование влияния износа основных деталей гидронасоса на его работоспособность. Труды ТИИИМСХ, вып. 115, Ташкент, 1981.
7. Ю.Д. Пашин. Исследование некоторых технологических процессов восстановления шестеренных насосов тракторных гидросистем. Автореф. Дис. канд. Техн. Наук. Саратов – 1967 – 24 с.
8. А.М. Харазов. Техническая диагностика гидроприводов машин. М.: Машиностроение, 1979 -112 с.

У статті викладені результати теоретичного дослідження впливу зносу деталей шестерінчастого насоса на його працездатність.

In the article the results of theoretical research of influencing of wears of details of cog-wheel pump are expounded on his capacity.

М.М. Петренко, проф., канд. техн.наук, В.А. Онопа, викл.,
Д.В. Богатирьов, канд. техн. наук, В.В. Онопа, студ.
Кіровоградський національний технічний університет

Методика визначення параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора

В статті наведено методику розрахунку параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора. Наведено дослідження, які дозволяють теоретично визначити конструктивні параметри щілин пневматичних насадок з урахуванням особливостей руху шкідника.

пневмодезинсектор, пневматична насадка, шкідник, повітряний потік

Вирішення задач по збільшенню виробництва продукції сільськогосподарства в нашій країні передбачає високі темпи розвитку сільськогосподарського машинобудування, розроблення і впровадження в виробництво системи машин для комплексної механізації робіт по виробництву сільськогосподарських культур. Причому, значне місце в загальній системі заходів, спрямованих на підвищення врожайності сільськогосподарських культур, займає боротьба із шкідниками.

Складна екологічна ситуація в Україні також потребує більш широкого застосування екологічно безпечних засобів захисту рослин. Необхідне виробництво продукції без залишків пестицидів особливо для дитячого та дієтичного харчування. І це в першу чергу стосується продукції, що споживається в сирому вигляді, а саме плодів та овочів.

Так, в Україні площа під картоплею становить 1530 тис. га, в тому числі в сільськогосподарських господарствах 525 тис. га. В усьому світі визнані перспективними інтегровані системи захисту рослин, в основу яких покладено використання пневматичних машин для збирання шкідників без застосування пестицидів. Також доцільне використання пневматичних машин для збирання шкідників на пасльонових культурах (картоплі, томатах, баклажанах,) в господарствах України особливо зонах підвищеної екологічної небезпеки. Існуючий парк сільськогосподарських пневматичних машин потребує удосконалення, спрямованого на зменшення енерговитрат і підвищення ефективності роботи.

На кафедрі Сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію і виготовлено дослідний зразок пневмодезинсектора, який показав свою ефективність збирання шкідників з плантацій пасльонових культур під час польових випробовувань [1, 2].

Мета даного дослідження полягає у теоретичному визначенні конструктивних параметрів щілин пневматичних насадок з урахуванням особливостей руху шкідника.

Одним з основним параметром який суттєво впливатиме на процес збирання шкідників є радіус пневмонасадки (рис. 1). Під час обґрунтування значення радіусу слід врахувати наступні особливості роботи насадки:

- насадка повинна охоплювати найбільший кущ по висоті, тобто $R > h_c$, а також бути ширшою за кущ – для унеможливлення струшування шкідників;
- висота встановлення h_0 насадки повинна враховувати нерівності поля та місцезнаходження шкідників.

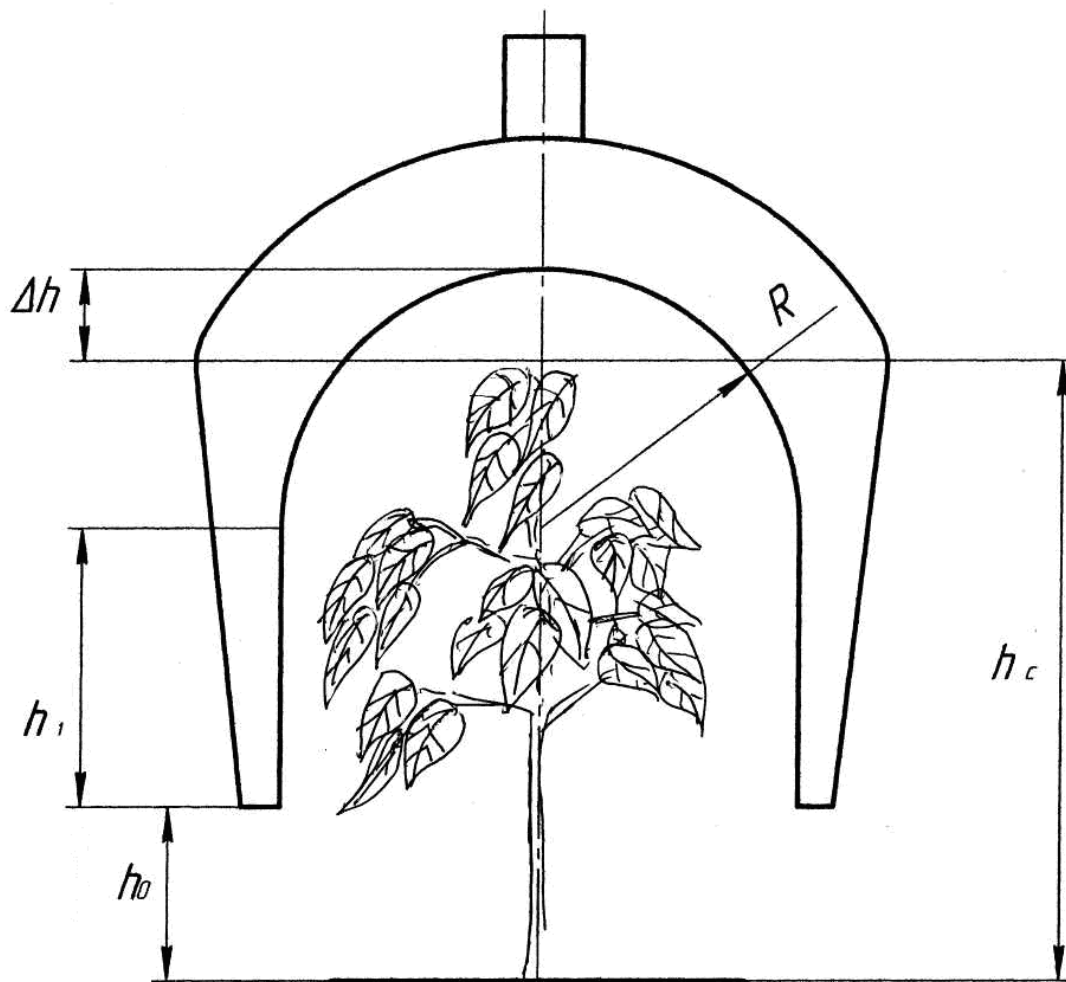


Рисунок 1 – Насадка пневмодизенсектора

З урахуванням проведених досліджень [1] радіус насадки можна визначити теоретично наступним чином:

$$R = \frac{3}{5} \cdot h_c + \Delta h, \quad (1)$$

де h_c - висота найбільшого куща, м;

Δh - зазор між листям куща та поверхнею насадки, який не дозволить листю перекрити щілини [1], $\Delta h = 0,010-0,025$ м.

Ширина щілини залежить від параметрів шкідника і може бути визначена через його подвоєний еквівалентний діаметр [3]:

$$t_{щ} = 2 \cdot d_e = 2 \cdot \sqrt[3]{L_{щ} \cdot B_{щ} \cdot T_{щ}}, \quad (2)$$

де $L_{щ}$ – довжина шкідника (максимальний розмір), м;

$B_{щ}$ – ширина шкідника (середній розмір), м;

$T_{щ}$ – товщина шкідника (найменший розмір), м.

Кількість щілин визначається за формулою (3), яке округлюють у меншу сторону:

$$z = \frac{\pi \cdot R + 2 \cdot h_1}{t_{щ} + h_{щ}}, \quad (3)$$

де $h_{щ}$ – крок між щілинами, м [1]: $h_{щ} = 2 \cdot t_{щ}$

h_1 – висота прямої ділянки пневмонасадки, м.

Експериментально встановлено, що кількість щілин 5 або 7 шт., що забезпечує рівномірне перекриття факелів всмоктувального повітряного потоку.

Кут нахилу щілини по ходу руху пневмодезинсектора:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{R}{V_H \cdot t}\right), \quad (4)$$

де V_H – швидкість руху пневмонасадки, м/с; t – час обробітку одного куща, с.

Експериментально встановлено, що раціональне значення кута нахилу щілини заходиться в межах $42-45^\circ$.

Для вибору типу вентилятора потрібно знати витрати повітря пневмонасадкою [9]:

$$q = 1,1 \cdot z \cdot k_1 \cdot t_{щ} \cdot L_{щ} \cdot V_{нов}, \quad (5)$$

де $V_{нов}$ – швидкість повітря, м/с;

k_1 – коефіцієнт нерівномірності розподілу повітряного потоку в об'ємі пневмонасадки [5]; $L_{щ}$ – довжина щілини $L_{щ} = V_H t$, м.

Швидкість повітря $V_{нов}$ в щілинах всмоктувальної насадки визначає ефективність її роботи і знаходиться за виразом:

$$V_{нов} > \sqrt{\frac{m \cdot g(1 + \cos \beta' - \mu \sin \beta')}{k \cdot \rho_c \cdot f}}, \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт тертя шкідника о стебло, $\mu = 0,72 - 0,77$;

m – маса найважчого шкідника, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

β' – кут нахилу стебла до горизонту під час пневмодезинсекції, град;

f – міделевий перетин шкідника, м²;

ρ_c – густина середовища (повітря), $\rho = 1,2-1,22$ кг/м³;

k – коефіцієнт опору під час всмоктування, $k = 0,7-0,75$.

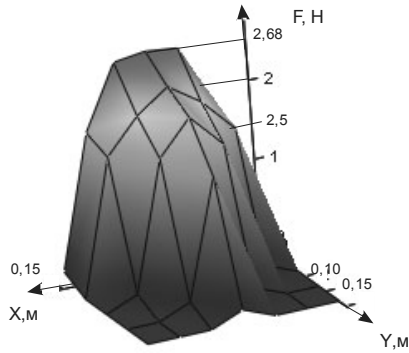


Рисунок 2 – Значення сили всмоктування F.

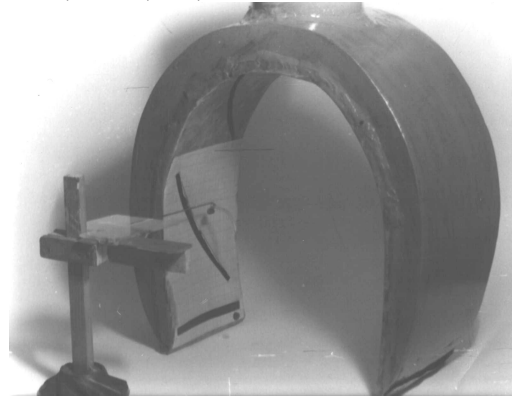


Рисунок 3 – Лабораторна установка для визначення сили присмоктування

Також для вибору вентилятора потрібно знати значення необхідного тиску:

$$P_с = 1,2 \cdot (P_1 + P_2 + P_3), \quad (7)$$

де P_1 – тиск необхідний для всмоктування шкідника, Па;

P_2 – втрати тиску на тертя в пневматичній системі, Па [3, 5];

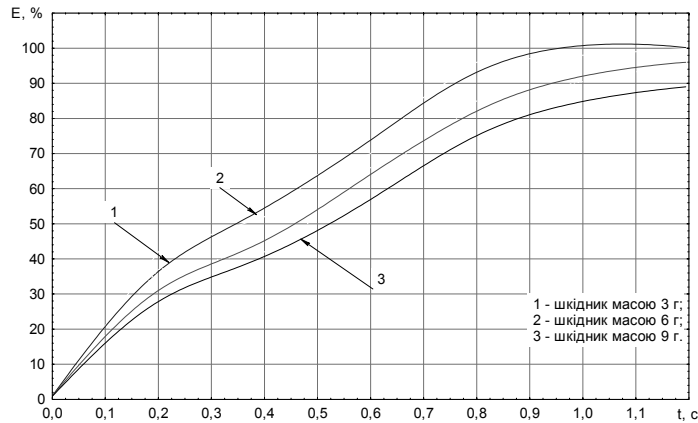
P_3 – втрати тиску на подолання місцевих опорів в системі, Па [3, 5].

$$P_1 = \frac{\rho \cdot V_{нов}^2}{2}, \quad (8)$$

Ефективність вловлювання шкідників отримано шляхом представлення руху шкідників як випадковий процес, за загальною методикою [4]:

$$E = 1 - \frac{8}{\pi^2} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left(\frac{1}{(2m+1)} \cdot \exp \left[\frac{(2m+1)^2 \pi^2}{16 \cdot \left(\frac{h_c}{\sqrt{2 \cdot t_{uy} \cdot L_{uy}}} \right)^2} \right] \right) \quad (9)$$

Під час чисельного експерименту за допомогою пакету прикладних програм MathCAD отримали наступну графічну залежність (рис. 4).



1, 2, 3 – Ефективність уловлювання шкідника з масою 3, 6, 9 г.

Рисунок 4 - Залежність ефективності уловлювання (E) від часу (t).

Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. Отримані теоретичні залежності дозволяють визначити параметри щілини, а також її положення на площі пневмонасадки.

2. Визначені теоретичним шляхом параметри щілини, підтверджені експериментально і мають наступні значення:

- раціональне значення кута нахилу щілини заходиться в межах $42-45^{\circ}$;
- ширина щілини $t_{uy} = 8-10$ мм;
- довжина щілини в межах $L_{uy} = 45-50$ мм;
- робочий тиск вентилятора повинен знаходитися в межах 1,8-2,1 кПа.

Список літератури

1. Онопа В.А. Оптимізація параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора на стендовій установці //Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 31. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С. 100-104.
2. Петренко М.М., Кириченко А.М., Онопа В.А. Теоретичне дослідження руху шкідників у повітряному потоці пневматичної насадки пневмодезинсектора // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 33. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 249-254.
3. Идельчик И.Е. Аэродинамика технологических аппаратов. – М.: Машиностроение, 1983. – с. 278-281.
4. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и её инженерное приложение. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с.
5. Турбин Б.Г. Вентиляторы сельхозмашин. Теория и технологический расчёт. – Л.: Машиностроение, 1968. – 150 с.

В статтю зложено методику расчёта параметров пневматической насадки пневмодезинсектора. Приведены исследования, которые позволяют теоретически определить конструктивные параметры щелей пневматических насадок с учетом особенностей движения вредителя.

In the article the method for determine of parametres air of pneumatic attachment of pneumatic disinfectant. Researches which allow in a theory to define the structural parameters of cracks of pneumatic attachments taking into account the features of motion of wrecker are resulted.

М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, О.В. Нестеренко, аспіранти
Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження роботи пневмосепаруючого каналу на фізичній моделі

Стаття присвячена дослідженню пневмосепарації зерна з метою підвищення її ефективності. Авторами запропоновано нове технічне рішення для досягнення поставленої мети.
сепарація, повітряний потік, розшарування, багаторівневе введення зерна

Пневмосепарація є одним із найпоширеніших методів очищення зерна, який внаслідок його універсальності та відносної нескладності використовується в більшості сучасних зерноочисних та насінеочисних машин. Але існуючі пневмосепаруючі органи зерноочисних машин (ЗОМ) вже не відповідають сучасним вимогам до них як за показниками технологічної ефективності, так і енергоємності. Тому їх дослідження і вдосконалення з метою покращення означених показників є важливою і актуальною задачею.

Метою даної роботи являється підвищення ефективності роботи найбільш поширених в сучасних ЗОМ вертикальних пневмосепаруючих каналів (ПСК).

Багаточисельними дослідженнями [1] встановлено, що основні технологічні показники пневмосепарації: повнота (якість) розділення матеріалу та питома продуктивність ПСК пов'язані між собою зворотною залежністю, в наслідок чого підвищення (збільшення) одного з них обов'язково веде до зменшення іншого. Тому для досягнення поставленої мети необхідно дослідити механізм функціонування цієї залежності і визначити фактори впливу на цей механізм для його покращення.

З фізичної суті процесу пневмосепарації витікає, що для його ефективного здійснення необхідно забезпечити в ПСК відповідну швидкість повітряного потоку, яка максимально наближається до величини швидкості витання очищуваного зерна, і при цьому не перевищує його.

В реальних умовах роботи ПСК, навіть при рівномірному введенні матеріалу, його опір повітряному потоку в різних зонах робочого перерізу суттєво відрізняються. Він є найбільшим в зоні введення матеріалу в канал, де його щільність максимальна, декілька меншим – в зоні його виведення з каналу, у протилежній (зовнішній) стінці і найменшим – в центральній частині поперечного перерізу, де має місце найбільше розшарування матеріалу, та мінімальна його щільність. Тому фактичні значення швидкостей повітряного потоку в означених зонах також суттєво відрізняються. А саме, якщо його середнє значення по робочому перерізу ПСК дорівнює швидкості витання зерна, то в зонах введення і виведення матеріалу вона завжди менша цього значення. А в центральній зоні – перевищує її. Тому в результаті такого розподілу швидкостей повітряного потоку, ефективність виділення легких домішок в зонах введення і виведення зерна завжди нижча ніж в центральній частині робочого перерізу ПСК. Але, внаслідок підвищення швидкості повітря в центральній частині каналу там зростає вірогідність погіршення чіткості сепарації, що веде до збільшення втрат повноцінного зерна у відходах. При цьому, така негативна закономірність суттєво посилюється зі збільшенням питомого навантаження на робочий переріз ПСК.

Відомим засобом зменшення цього негативного впливу підвищених навантажень на ПСК, який дозволяє отримати підвищення ефективності пневмосепарації, пов'язаний з штучним підвищенням опору повітряному потоку в його центральній частині за рахунок використання додаткового пристрою із гофрованих пластин [1]. Він дозволяє вирівнювати значення його швидкостей в означених зонах при більш високих питомих навантаженнях на ПСК і тим покращує його роботу. Але використання цього напрямку пов'язане з підвищенням загального опору ПСК, тобто із збільшенням його енергоємності, а також з необхідністю узгодження опору відповідного технічного пристрою і оброблюваного матеріалу, який в реальних умовах експлуатації ЗОМ суттєво змінюється в залежності від величини питомого навантаження. Тому він не знайшов широкого застосування в сучасних ЗОМ.

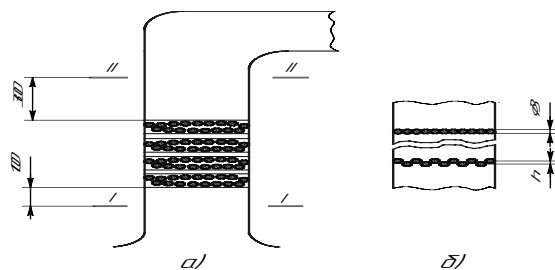
Більш перспективним являється запропонований нами напрямок підвищення ефективності пневмосепарації, який базується на обмеженні опору оброблюваного матеріалу в зоні його введення в ПСК. Для цього введення зерна в ПСК здійснюється не суцільним потоком, а у вигляді декількох тонких струменів обмеженої щільності, які перетинають його робочу зону паралельними траєкторіями поряд, або на різних рівнях одна над однією.

Задачею наших досліджень було визначення впливу щільності оброблюваного матеріалу в ПСК на опір і рівномірність швидкостей повітряного потоку та оцінка енергоємності вдосконаленого процесу.

Зважаючи на те, що процес пневмосепарації носить нестационарний характер, а тривалість перебування зернової частки в каналі досить незначна (0.3...0.5 с), його експериментальне дослідження в реальних умовах не дозволяє в повній мірі прослідкувати і визначити його закономірності та врахувати взаємодію всіх основних факторів. Тому дослідження процесу здійснювали на його "фізичній" моделі, в якій реальну рухому зернову суміш було замінено групою нерухомих металевих стержнів, діаметром близьким до середньої товщини зерна пшениці (3 мм). Їх було розташовано в каналі горизонтально перпендикулярно до його бокових стінок та напрямку руху повітряного потоку. Згідно дослідження [2], гідравлічний опір такої фізичної моделі означених стержнів, обтікаємих повітряним потоком, характеризується такими ж законами, як і опір зернового шару в реальних умовах процесу пневмосепарації.

Для експерименту був використаний вертикальний ПСК, в якому по всьому поперечному перерізу 100x100 мм. встановлювали один до одного означені металеві стержні, відстань між якими поступово збільшували за рахунок вертикального пересування всіх парних стержнів відносно решіт непарних, розташовуючи їх в шаховому порядку в два ряди. (рис 1, б.)

Досліди проводив на швидкості повітряного потоку в ПСК рівній 6,5 м/с, а заміри статичного тиску здійснювали за допомогою мікроманометра в двох перерізах: I-I та II-II на відстані 100 мм під та 300 мм над місцем розташування моделі. Втрати тиску в робочій зоні визначали за різницею його статичного значення в означених перерізах.



а) - розташування пруткових решіток в ПСК для багатошарового процесу. б) – варіанти розташування стержнів в прутковій решітці для одношарового процесу.

Рисунок 1 – Схема дослідного ПСК

На рис. 2 представлений графік зміни опору ΔH для решітки рис.1 б з двохрядним розміщенням її стержнів в залежності від відстані h між їх центрами. З одержаного графіка видно, що при щільному розташуванні стержнів в притул один до одного, опір решітки є максимальний. А при поступовому збільшенні відстані h до 3-4 мм. опір решітки швидко зменшується, а потім при $h > 5$ мм. він стабілізується, і далі остається, практично, на постійному рівні.

Аналіз отриманої залежності і відповідні розрахунки свідчать, що для забезпечення раціонального і стабільного зниження опору ΔH (понад 4,5 разів) для щільного однорядного шару необхідно здійснити відповідне його розшарування, при якому відстань (зазор) між сусідніми стержнями (частками) стане більшим 2,8-3 мм., тобто приблизно рівним розміру (діаметру) стержня (зернової частки) при їх взаємному розташуванню в сусідніх рядах в "шаховому порядку".

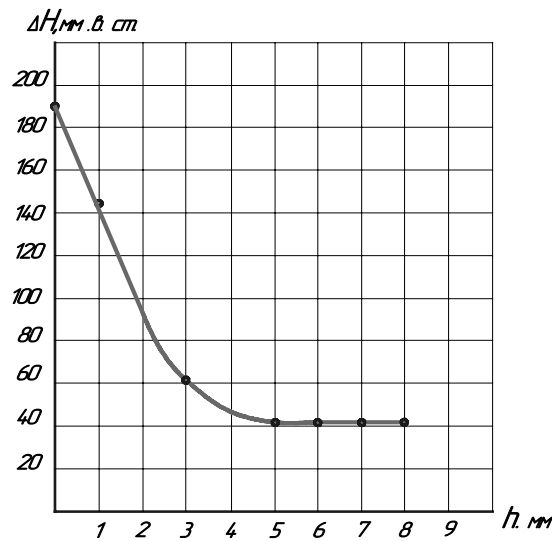


Рисунок 2 – Залежність опору решітки ΔH від відстані між її стержнями h

На наступному етапі досліджень для визначення впливу взаємодії декількох шарів зернового матеріалу на його опір повітряному потоку була створена "фізична" модель багат шарового зернового матеріалу із 4-х рівнозначних за опором решіток (рис. 1 а), побудованих аналогічно вищерозглянутої. Але взаємне розташування стержнів всіх решіток було підбрано згідно реальної епюри поля швидкостей повітряного потоку в ПСК при його питомому зерновому навантаженню 50 кг/см.год., характеристику якого було отримано під час попередніх досліджень.

Визначення опору решіток та швидкості повітряного потоку здійснювали за допомогою мікроманометрів в перерізах ПСК 1-1 та 2-2 (рис. 1 а) як при відсутності решіток, так і при їх наявності від одної до чотирьох.

Відносна нерівномірність поля швидкостей повітряного потоку в ПСК оцінювали коефіцієнтом варіації δ , якій визначали за формулою:

$$\delta = \frac{\sigma_c}{\bar{v}} 100, \quad (1)$$

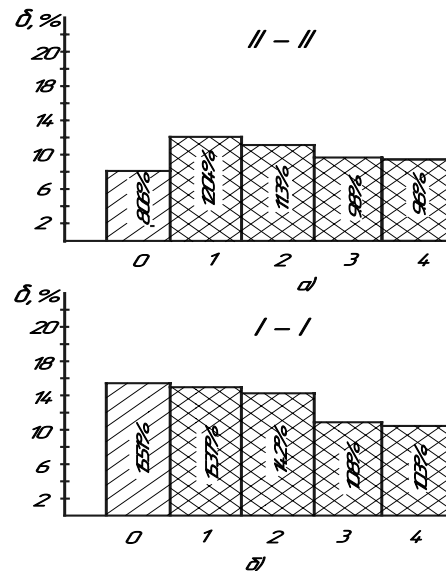
де $\sigma_c = \sqrt{\frac{\sum (v_i - \bar{v})^2}{n-1}}$ - середньоквадратичне відхилення величини швидкості, м/с;

v_i – місцева швидкість в точці заміру, м/с;

\bar{v} – середньоарифметична швидкість повітря в каналі, м/с;

n - кількість точок заміру швидкості;

На рис. 3 представлено результати визначення відносної нерівномірності повітряного потоку в означених перерізах ПСК. Їх аналіз свідчить, що з підвищенням кількості решіток в ПСК нерівномірність швидкостей повітряного потоку зменшується в обох його перерізах. Отримані нами результати експериментальних досліджень відповідають теоретичним висновкам Г.І. Таганова [3], згідно яких використання сіток в ПСК, в наслідок дії їх опору, дозволяє вирівнювати поля швидкостей повітряного потоку.



а) – в перерізі II-II; б) – в перерізі I-I для умов: 0- відсутність решітки; 1-4 – кількість решіток в каналі
Рисунок 3 – Діаграми нерівномірності поля швидкостей повітряного потоку

На рис. 4 представлено закономірності зміни енергоємності пневмосепарації зерна в залежності від питомого навантаження на ПСК для: 1 – запропонованого багаторівневого введення матеріалу; 2 – звичайного (традиційного) введення суцільним зерновим потоком (за даними дослідження С.С Шклярова [4]).

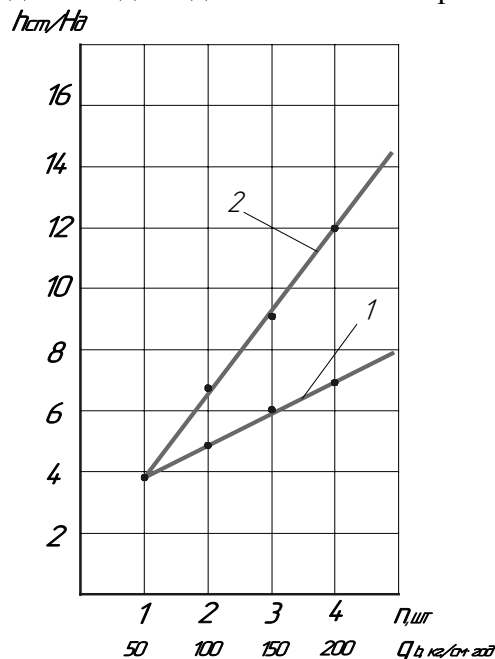


Рисунок 4 – Порівняльна характеристика зміни енергоємності процесу пневмосепарації, $h_{ст}/H_d$, від навантаження q_b для: 2 - звичайного введення матеріалу; 1- багаторівневого введення

Аналіз представлених на рис. 4 залежностей 1 і 2 свідчить, що збільшення продуктивності пневмосепарації зерна як за рахунок підвищення питомого навантаження при звичайному (традиційному) введенні матеріалу в ПСК, так при вдосконаленому багаторівневому введенні, збільшують його опір і енергоємність пневмосепарації. Але їх збільшення при звичайному введенні (2) для підвищених питомих навантажень суттєво перевищують відповідні значення для вдосконаленого багаторівневого введення матеріалу.

Тому в пневмосепараторах ЗОМ, призначених для попереднього і первинного очищення зерна, які працюють на підвищених питомих навантаженнях, використання вдосконалених ПСК з багаторівневим введенням оброблюваного матеріалу в канал забезпечить як підвищення технологічної ефективності пневмосепарації, так і зменшення їх енергоємності.

Таким чином, в результаті проведеного дослідження встановлено:

1. На ефективність пневмосепарації зерна найбільш суттєво впливає нерівномірність швидкостей повітряного потоку, яка пов'язана з опором робочого перерізу ПСК.

2. Для збільшення ефективності пневмосепарації зерна необхідно зменшувати його опір повітряному потоку, насамперед в зоні введення матеріалу за рахунок його відповідного розшарування.

3. Забезпечення ефективного розшарування зерна досягається поділенням суцільного зернового потоку перед його введенням в ПСК на декілька тонких струменів, які перетинають його робочу зону паралельними траєкторіями на різних рівнях.

4. Найбільш раціональне і стабільне зниження опору щільного однорядного зернового шару відповідає умовам його розташування, при яких відстань (зазор) між сусідніми частками становить приблизно середньому розміру (діаметру) зернової частки.

5. Ефективність розшарування зернового матеріалу перед його введення в ПСК зростає з підвищення питомих навантажень. Тому його реалізацію необхідно забезпечувати в пневмосепараторах ЗОМ, призначених для попереднього і первинного очищення зерна.

Список літератури

1. Малис А.Я., А.Р. Демидов. Машины для очистки зерна воздушным потоком – М.: Машгиз, 1962. - 175 с.
2. Аэров О.М., Тодес М.Э. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов. 1968, стр.105
3. Таганов Г.И. Выравнивающее действие сеток в потоках жидкостей и газов – Тр.ЦАГИ, вып.604,14 с.
4. Шкляров С.С. Сопротивление аспирационного канала воздушному потоку. Тракторы и сельхозмашины №2, 1970.

Статья посвящена исследованию пневмосепарации зерна с целью повышения ее эффективности. Авторами предложено новое техническое решение для достижения поставленной цели.

The article is devoted to research of pnevmoseparatsyy corn with the purpose of increase of its efficiency. By authors new technical solution is offered for achievement of the put purpose.

Сравнительный анализ технического уровня объемных насосов, основанных на различных принципах работы

В данной статье приведены результаты сравнительного анализа технического уровня шестеренного насоса относительно объемных насосов, основанных на других принципах работы. **объемный насос, развиваемое давление, объемная подача, механический КПД, общий КПД насоса, частота вращения, надежность, безотказность, долговечность, стоимость изготовления, стоимость эксплуатации, универсальность, реверсивность, регулирование объемной подачи, рекуперация энергии**

Объемный гидропривод, нашел широкое распространение в самых разнообразных областях техники. Сейчас гидроприводы успешно используют на транспортных, горных, строительных, дорожных, путевых, мелиоративных и сельскохозяйственных машинах, на судах, летательных и подводных аппаратах, в станках, на подъемно-транспортном оборудовании, на автоматических линиях машиностроительных, металлургических, химических и др. предприятиях. Столь широкое распространение гидропривода объясняется рядом его существенных преимуществ в сравнении с другими типами приводов такими, как механический, пневматический и электропривод. Эти преимущества заключаются в высоких удельных параметрах, малой чувствительностью к работе в тяжелых условиях, высоких усилиях, которые обеспечивает гидропривод, легкой автоматизации производственных процессов, что и обусловило его самое широкое распространение и стало символом высокого технического уровня техники.

Одним из основных элементов гидросистемы объемного типа, является насос, основанный на гидростатическом принципе действия. К таким насосам следует отнести поршневые (аксиальные и радиальные), пластинчатые, шестеренные и винтовые.

В настоящее время наиболее широкое распространение нашел аксиально-поршневой тип насоса, что связано с тем, что разработчикам удалось создать такую конструкцию насоса, которая обеспечивает сравнительно высокое давление и возможность регулирования объемной подачи. Однако этому насосу присущи и ряд недостатков [1, 2]. При этом, незаслуженно отодвинут на второй план шестеренный насос.

Целью статьи является определение технического уровня шестеренного насоса в сравнении с насосами, основанными на других принципах работы.

Для проведения сравнительного анализа технического уровня объемных насосов известных конструктивных схем необходимо разработать критерии сравнения. И хотя задача на первый взгляд кажется несложной, на самом деле из-за отсутствия достоверной информации о многих технико-экономических показателях и конкурирующего характера многих из них задача значительно усложняется.

К таким критериям оценки технического уровня насосов следует отнести их основные технические характеристики:

1. Развиваемое насосом давление.

2. Объемная подача насоса, которая определяется объемом рабочей камеры насоса и максимальной частотой вращения привода насоса.

3. Коэффициент полезного действия, который определяется коэффициентом подачи, гидравлическим и механическим КПД насоса.

4. Надежность насоса, которая, как правило, повышается при упрощении конструкции машины: уменьшении количества деталей и уменьшении количества движущихся деталей и связей между ними, при повышении технологического уровня их изготовления и сборки насоса, при использовании в производстве высококачественных материалов, что влечет за собой увеличение стоимости насоса. К основным показателям надежности следует отнести безотказность и долговечность.

5. Стоимость изготовления насоса, которая вступает в противоречие с качеством производства насоса, его функциональными возможностями и надежностью.

6. Стоимость эксплуатации, которая включает:

- стоимость затраченной энергии при работе насоса, которая при сравнительном анализе определяется общим КПД насоса, а также конструктивной возможностью регулирования насоса, что принципиально определяет КПД гидросистемы в целом;

- стоимость затрат на поддержание насоса в исправном состоянии, которая при сравнительном анализе определяется надежностью насоса;

- стоимость используемой рабочей жидкости и затраты на ее очистку и замену вследствие ее старения, при этом известно, что при повышении чистоты рабочей жидкости на один класс затраты на ее очистку возрастают вдвое [3];

- стоимость утилизации насоса в конце его жизненного цикла.

7. Универсальность насоса:

- возможность использования во всех областях техники, в частности в неблагоприятных условиях благодаря своим конструктивным особенностям или преимуществу принципа действия;

- возможность регулирования и реверсирования, что дает возможность обеспечить рекуперацию энергии.

Как, отмечено выше, учесть все перечисленные показатели вряд ли удастся, в частности из-за отсутствия необходимых данных, которые или не приводятся, в частности показатели надежности или вообще отсутствуют или требуют проведения специальных исследований на каждый тип машин, при том, в одинаковых условиях.

При разработке комплексного показателя технического уровня необходимо преодолеть ряд противоречий таких, какие появляются при повышении надежности насоса. Помимо повышения стоимости производства насоса, что снижает уровень его продаж, возникает противоречие между потребителем и производителем: потребитель стремится приобрести технику более надежную, а производителю более выгодно производить более дешевую технику.

Кроме того, экономический эффект может появиться не на уровне насоса (уровень системы), а на уровне гидропривода или гидросистемы (уровень надсистемы), например при использовании насосов с регулируемой подачей и возможности реверсирования дает возможность обеспечить рекуперацию энергии.

Из вышеизложенного следует, что неправильно делать вывод о преимуществах одной конструкции машины перед другой только по их стоимости, без учета эксплуатационных расходов всей гидросистемы в целом. Может оказаться экономически целесообразным применение более дорогого, но более надежного насоса, рассчитанного на более длительный срок службы и тем самым снизить расходы на его техническое обслуживание и ремонт. Или более выгодным может оказаться использование насоса, который работает при более высоком давлении и, потому что в этом случае можно получить новое качество гидросистемы, но в этом случае, как

правило, снижается его надежность. Или использование регулируемого насоса, который существенно в 1,5...3 раза позволяет повысить КПД гидропривода, но, как правило, и в этом случае снижается надежность и существенно повышается стоимость насоса.

При прочих равных условиях машина будет тем надежнее, чем проще ее конструкция и чем меньше узлов и деталей она имеет. В этом отношении пластинчатые, а особенно шестеренные гидромашины выгодно отличаются от других типов насосов.

Поршневые насосы в настоящее время занимают ведущее положение среди объемных насосов. Сравним хотя бы развиваемое поршневыми насосами давление [4]. В настоящее время достигнуты следующие значения допускаемых предельных ("пиковых") значений давлений:

- в аксиально-поршневых насосах и гидромоторах - до 48 МПа;
- в пластинчатых насосах - до 21 МПа;
- в героторных гидромоторах - до 30 МПа;
- в шестеренных насосах и гидромоторах - до 32 МПа;
- в радиально-поршневых гидромоторах - до 45 МПа;
- в радиально-поршневых насосах - до 70 МПа.

Но, не смотря, на казалось бы, превалирующее положение поршневых насосов им присущи ряд недостатков: существенно большая стоимость, высокая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, неудовлетворительный коэффициент подачи при малых значениях объемной подачи [1, 2] наличие возвратно-поступательного движения и др., которые сдерживают их распространение и освобождают нишу для объемных машин, основанных на др. принципах работы и не обладающих упомянутыми недостатками.

Ниже приведено сравнение технических характеристик насосов различных типов по основным техническим характеристикам.

Максимальное давление на всех диапазонах рабочего объема развивают поршневые насосы. При этом как видим из рис. 1 с повышением рабочего объема насоса его рабочее давление падает. При этом для шестеренных насосов рабочее давление не зависит от его объема и для насосов большого объема он практически достигают уровня поршневых [5].

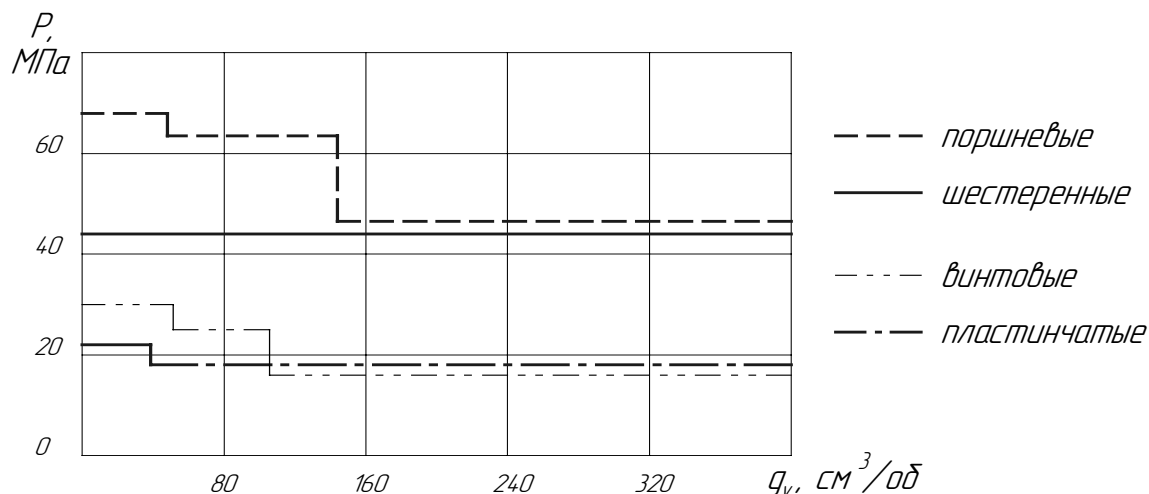


Рисунок 1 – Зависимость рабочего давления, развиваемого насосом от рабочего объема

Сравнительная характеристика максимально допустимой угловой скорости насоса представлена на рис. 2. Анализируя зависимости, представленные на рис. 2

видим, что в диапазоне рабочих объемов до 80 см^3 шестеренные насосы - вне конкуренции. При увеличении рабочих объемов насосы по максимально допустимой частоте вращения распределяются в следующей последовательности: винтовые, шестеренные, пластинчатые и поршневые насосы [5].

Следует отметить тенденцию к увеличению быстроходности шестеренных насосов так, частота вращения некоторых образцов достигает до 100 с^{-1} .

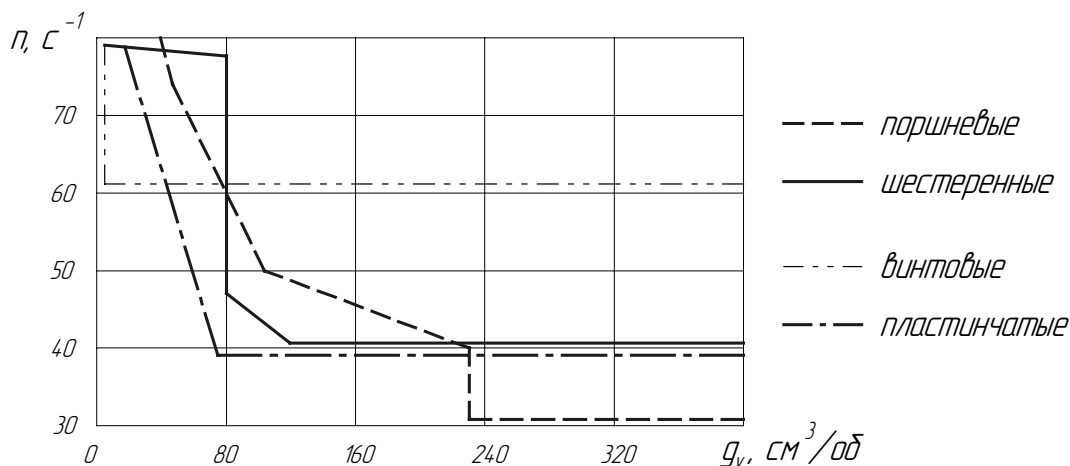


Рисунок 2 – Зависимость частоты вращения от рабочего объема насоса

Зависимость коэффициента подачи (КП) от давления нагнетания можно считать одним из самых существенных показателей качества насоса, определяющих его технический уровень. Из рис. 3 видим, что технический уровень шестеренных насосов, практически не уступает поршневым, в то время как КП пластинчатых и винтовых насосов уже при давлении 18 МПа ниже 80 %. Кроме того, скорость падения КП этих насосов намного превосходит этот показатель для шестеренных насосов.

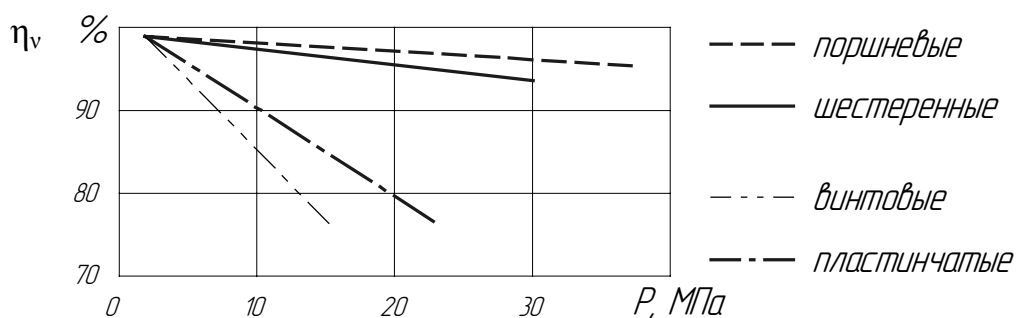


Рисунок 3 - Зависимость КП от давления нагнетания насоса

Не менее важной характеристикой является зависимость КП насоса от частоты вращения. Как видим из рис. 4 зависимость КП от частоты вращения шестеренных насосов значительно опережает пластинчатые и винтовые и мало в чем уступает поршневым насосам. Кроме того, скорость роста этого показателя для шестеренных насосов выше, чем у поршневых [5].

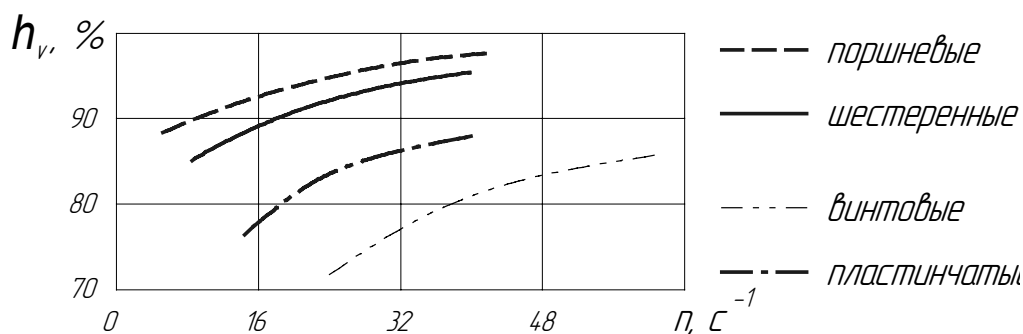


Рисунок 4 – Зависимость КП насоса от его частоты вращения

В этом же ряду по важности является зависимость общего КПД насоса от развиваемого насосом давления. Как видим из рис. 5 общий КПД шестеренного насоса до давления 10,0 МПа превосходят все остальные насосы. С ростом давления выше этой точки вперед выходят поршневые насосы, однако их преимущество нельзя назвать существенным. Обращает на себя внимание тот факт, что винтовые и пластинчатые насосы при подходе к отметке 20 МПа практически становятся неработоспособными (общий КПД ниже 70 % и большая скорость его снижения с ростом давления), в то время как шестеренные насосы имеют КПД на уровне 88 % при вполне удовлетворительной скорости снижения КПД.

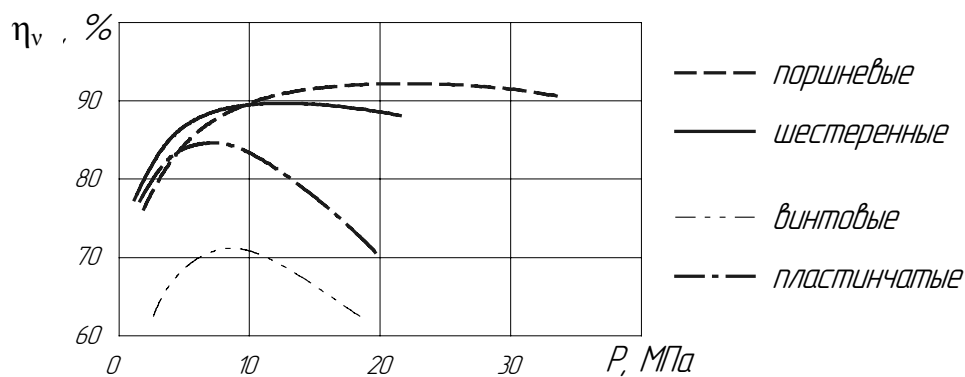


Рисунок 5 - Зависимость общего КПД насоса от развиваемого насосом давления

Всасывающая способность насосов определяется его герметичностью и во многом определяет КП насоса. Лучшей всасывающей способностью обладают поршневые насосы и далее шестеренчатые, пластинчатые и винтовые насосы [5].

Важными показателями, характеризующими общий технический уровень ТС, являются его удельные характеристики. Одним из таких показателей является удельная мощность – т.е. мощность, приходящаяся на единицу массы насоса. По этому показателю объемные насосы, пожалуй, лидеры среди всех известных энергетических машин, а среди них - шестеренные насосы, у которых этот показатель достигает более 8 кВт на 1 кг массы (масса насоса НШ 32 М-4 составляет всего 4 кг при номинальной мощности 33,3 кВт [6]). Это свидетельствует о том, что физические принципы, заложенные в основу конструкции шестеренного насоса, являются предпочтительными по сравнению с другими типами насосов. Подтверждением этому является выход на передовые позиции по удельным показателям и по КПД, которые являются одними из важнейших показателей, определяющих его технический уровень.

Уровень звукового давления зависит от пульсации давления, от совершенства механической части насосов. Убывание шумности насосов лежит в следующем порядке: поршневые, шестеренные, пластинчатые и винтовые [5].

Затраты на производство. Помимо технических характеристик важным показателем является такой показатель, как затраты на производство, т.е. какими затратами достигнут тот или иной технический уровень насоса. Объективной оценкой уровня совершенства конструкций насосов является затраты производства на единицу передаваемой мощности. Данные на каждую конструкцию сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Средняя удельная стоимость насоса в расчете на единицу передаваемой мощности [5]

Конструкция насоса	Затраты производства на 1 кВт передаваемой мощности, руб.
Шестеренные	2...6
Поршневые	2...6
Пластинчатые	3...25
Винтовые	5...40

О стоимости разных типов гидромашин можно судить также по покупной цене насосов, имеющих одинаковую подачу. Эти данные свидетельствуют о том, что благодаря простоте конструкции относительная стоимость шестеренного насоса значительно уступает стоимости насосов других типов: шестеренные – 1, регулируемые аксиально-поршневые – 23,3, нерегулируемые аксиально-поршневые – 14,4 [8]; пластинчатые – 4,9, пластинчатые регулируемые – 30,0 [9]; нерегулируемые радиально-поршневые – 74,0, регулируемые радиально-поршневые 94,0 [10].

Следует также отметить, что не последнее место занимают габаритные размеры насосов, что в определенных условиях ограниченного пространства становится основным параметром применимости гидромашин, например, в авиационной и горной технике. Важнейшей характеристикой является способность насоса работать в тяжелых условиях запыленности, повышенной температуры. Вот поэтому в авиационной и горной технике на дорожно-строительных и сельскохозяйственных машинах шестеренные насосы нашли самое широкое распространение.

Сравнивая между собой пластинчатые и шестеренные гидромашин, стоит подчеркнуть, что пластинчатые насосы обладают большей поверхностью скольжения, по которым должна обеспечиваться герметизация. Это сказывается в том, что в условиях эксплуатации гидроприводов, когда окружающий воздух запылен и загрязнен микрочастицами песка и глинозема, абразивный износ контактирующих поверхностей у пластинчатых машин происходит интенсивнее, чем у шестеренных. Соответственно в процессе эксплуатации падения КПД у пластинчатых гидромашин оказывается заметнее, чем у шестеренных. Не случайно, что в гидросистемах лесных, сельскохозяйственных и дорожно-строительных и горных машин преимущество чаще отдается шестеренным гидромашинам [7].

Результаты сравнения гидромашин чаще всего носят субъективный характер вследствие многочисленности их параметров, многие из которых не представляют интереса для потребителей, а часть параметров известна не для всех сравниваемых гидромашин. Имеет значение также неодинаковость местных условий и задач испытаний гидромашин, проводимых независимо друг от друга.

Опираясь на рассуждения, приведенные выше, была предложена следующая зависимость для оценки совершенства насоса объемного типа без учета его принципа действия:

$$C = \frac{P \cdot q \cdot n \cdot \eta_v \cdot \eta_{\text{мех}}}{m}, \quad (1)$$

где P – давление, развиваемое насосом, Па;

q – ОРК насоса, м³/об;

n – частота вращения насоса, об/с;

η_v – коэффициент подачи насоса;

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД насоса;

m – масса насоса, кг.

Вычисления по формуле (1) позволяют определить удельную мощность, развиваемую насосом в зависимости от его технических параметров, которая определяет технический уровень насоса.

Исходные данные для расчета показателя C регулируемых аксиально-поршневых насосов НАР, НАС, НА4М и НАД, регулируемых пластинчатых насосов Г12–5М и регулируемых радиально-поршневых насосов взяты из [8, 9, 10, 11]. Технические параметры шестеренных насосов были взяты из ГСТУ [6].

Анализ результатов расчетов по формуле (1) показывают, что шестеренный насос по удельной мощности, практически на порядок превосходит остальные типы насосов. Такую существенную разницу можно объяснить тем, что корпус и крышка шестеренного насоса изготавливается из легких алюминиевых сплавов. Однако, увеличив массу шестеренного насоса в 3 раза (соотношение плотности железа к алюминию, как раз и составляет 3:1) мы получим результаты, приведенные в табл. 2. Из табл. 2 видим, что, не взирая, на увеличение массы шестеренного насоса в 3 раза его удельные показатели, как минимум в 3,6 раз превосходят соответствующие показатели конструкций насосов, основанных на других принципах работы. Даже увеличив массу шестеренных насосов еще в 2 раза, ведь сравнение в таблице 2 идет с регулируемыми насосами, получим, что удельные показатели шестеренного насоса почти в 2 раза превосходят другие типы насосов.

Таблица 2 – Результаты определения удельной мощности насосов, конструкция которых основана на разных принципах работы при коррекции массы шестеренного насоса

P , МПа	Q , м ³ /с	q , см ³ /об	N , с ⁻¹	η_v	$\eta_{\text{мех}}$	m , кг	C , кВт/кг
Насос пластинчатый регулируемый Г12-54АМ							
6,3	$9,6 \cdot 10^{-4}$	38,4	25	0,85	0,856	30	0,336
Насос аксиально-поршневой регулируемый НАР 40/200							
20	$9,41 \cdot 10^{-4}$	40	25	0,93	0,935	62	0,659
Насос радиально-поршневой регулируемый НРР 125А/200							
20	$16,6 \cdot 10^{-4}$	125	16	0,85	0,9	726	0,055
Насос шестеренный нерегулируемый НШ -32							
14	$9,63 \cdot 10^{-4}$	32	32	0,92	0,897	15	2,37

Помимо этого, к важнейшим конструктивным преимуществам шестеренного насоса следует отнести:

- чрезвычайную простоту конструкции, количество различных деталей, как правило, не более десяти;
- минимальное количество движущихся деталей, всего две детали – ведущая и ведомая шестерни;
- отсутствие возвратно-поступательного движения, которое, как правило, сопряжено с действием сил инерции;

- простота и низкая себестоимость изготовления;
- неприхотливость в эксплуатации ;
- высокая надежность;
- высокие удельные технические характеристики.

Шестеренным насосам присуща также самая низкая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости [12], что порой является одним из основных факторах выбора типа насоса. Так, в условиях высокой запыленности окружающей среды, чаще всего используются шестеренные насосы: сельскохозяйственное производство, добывающая промышленность, в частности шахты по добыче угля, карьеры и т.д.

А поэтому, из вышеизложенного следует, что те физические принципы, которые заложены в основу конструкции этого насоса, являются предпочтительными по сравнению с другими типами насосов. Подтверждением этому является выход на передовые позиции по удельным показателям и КПД.

Известно, что КПД гидропривода с объемным регулированием в 1,5...2,5 раза превосходят КПД гидропривода с дроссельным регулированием. Помимо этого, регулируемый гидропривод имеет ряд преимуществ:

- меньшую массу и габариты гидропривода по сравнению с массой и габаритами нерегулируемого;
- бесступенчатое регулирование скорости рабочих движений, что позволяет повысить коэффициент использования приводного двигателя, упростить автоматизацию привода и улучшить условия работы рабочего, повысить качество и эффективность выполнения технологических процессов;
- удобство управления, что сокращает расходы энергии рабочего независимо от мощности привода;
- существенное сохранение энергии по сравнению с нерегулируемым гидроприводом;
- уменьшение скорости старения рабочей жидкости;
- возможность осуществления простым способом больших передаточных отношений между ведущими и ведомыми звеньями при вращательном движении ведомого звена. При использовании в качестве ведомого звена высокомоментного гидромотора величина передаточного отношения может достигать 500 и больше;
- возможность превращения без дополнительных устройств вращательного движения ведущей звена в поступательное движение ведомого звена. Используя в качестве ведомого звена гидроцилиндр, можно превратить вращательное движение ведущего звена (насос) в обратное-поступательное движение ведомого звена (поршень гидроцилиндра). Подбором соответствующего диаметра гидроцилиндра и давления рабочей жидкости можно создавать практически любое усилие на ведомом звене.
- надежное предотвращение от перегрузок приводного двигателя, металлоконструкций и рабочих органов гидропривода, что достигается предохранительными приспособлениями.

Перечисленные преимущества приводов объемного регулирования перед нерегулируемым приводом и приводом дроссельного регулирования оказываются тем больше, чем больше мощность привода.

Таким образом, из вышеизложенного, следует, что шестеренные насосы обладают рядом уникальных технических качеств, которые могут способствовать его более широкому использованию в гидросистемах самых разнообразных машин.

Одним из наиболее существенных недостатков, присущих шестеренным насосам является отсутствие работоспособной надежной конструкции шестеренного насоса с регулируемой подачей и в случае создания регулируемого шестеренного насоса он практически по всем удельным показателям будет вне конкуренции.

Нами предложена конструктивная схема регулируемого шестеренного насоса, основанная на эксцентриковом принципе регулирования объема рабочей камеры. Разработаны теоретические основы регулируемого шестеренного насоса. Получены положительные результаты при испытании первых опытных образцов таких насосов [13, 14].

Список литературы

1. Аксиально-поршневой гидропривод / В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение. – 1969. – 256.
2. И.В. Николенко Тенденции развития и технический уровень аксиально-поршневых гидромашин с регулируемым рабочим объемом. Промислова гідравліка і пневматика 2004 № 1 (3), С. 49-54.
3. В.Н. Прокофьев, Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин и др. Машиностроительный гидропривод. М.: Машиностроение. – 1978. – 495 с.
4. Аврунин Г. А. Кабаненко И. В. Хавиль В. В. Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач //Вибрации в технике и технологиях 2003, №4 (30).– С. 3-6.
5. Козерод Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук., М. Московский институт инженеров железнодорожного транспорта., 1977. – 150 с.
6. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. Мінпром політики України. М. Київ. – 1998. – 48 с.
7. Лебедев Н. И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности: Учебное пособие для вузов.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Лесн. пром-сть, 1986.- 296 с.
8. ОАО «Гидросила» www.hydrosila.com.
9. ОАО «Гидропривод» www.gidroel.lipetsk.ru.
10. www.elec.ru.
11. В.К.Свешников, А.А Усов Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982.– 464 с.
12. Барышев В.И. Повышение технического уровня и надежности гидропривода тракторов и сельхозмашин в эксплуатации. Дисс. на соиск. ученой степени доктора. техн. наук. Челябинск, Государственный ордена Трудового Красного Знамени НИИ тракторный институт (НАТИ) (челябинский филиал), 1989. – 461с.
13. Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко Теоретическое определение подачи шестеренного насоса с регулируемой подачей. Промислова гідравліка і пневматика, № 2, 2005р. С. 23-28.
14. Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин/ КДТУ, 2005, вип. 35.– С. 127 – 135.

В даній статті наведено результати порівняльного аналізу технічного рівня шестеренного насоса відносно об'ємних насосів, заснованих на інших принципах роботи.

In this article the results of comparative analysis of technical level of cog-wheel pump are resulted in relation to the by volumes pumps based on other principles of work.

Пути определения основных показателей надежности зерноуборочных комбайнов

Рассмотрены пути научно-инженерных подходов к решению проблемы повышения надежности зерноуборочного комбайна как сложной многооперационной системы, показатели надежности которой становятся определяющими при выборе конструктивных решений и приобретении готовой выпущенной техники.

многооперационная система, зерноуборочный комбайн, надежность, отказ, работоспособность

Зерноуборочный комбайн можно рассматривать как некую целостную техническую систему предназначенную для сбора и переработки зерновых культур. Эта сложная машина с помощью ряда дополнительных устройств может быть адаптирована для уборки урожая различных культур.

Настоящий период развития комбайностроения характерен постоянным повышением производительности машин связанным, прежде всего, с сокращением сроков уборки. Все большее применение находят гидравлика и электроника в управлении и контроле ведения технологических процессов.

В зависимости от применяемого способа уборки комбайны могут компоноваться разными агрегатами. Так, прямое комбайнирование (однофазный способ) предусматривает скашивание, подбор хлебной массы и подача ее в молотильно-сепарирующее устройство комбайна культуры, сепарацию продукта обмолота, очистку зерна, собирание зерна в бункер и копнение соломы. Раздельный (двухфазный) способ заключается в раздельной уборке, когда вначале скашивают хлебную массу в валки, а затем их подбирают специальными подборщиками установленными на комбайнах и обмолачивают [1].

В последнее время ведутся интенсивные исследования по внедрению уборки зерновых способом очеса растений на корню. Этот способ уборки с использованием специального очесывающего устройства установленного впереди по ходу движения комбайна (в отличие традиционных, когда в молотильно-сепарирующее устройство комбайна подается вся хлебная масса с сорняками) заключается в очесывании колосьев без срезания стебля растений. Все это обеспечивает уменьшение технологической массы, которая направляется в комбайн [2].

Совершенствование технологий уборки влечет за собой совершенствование уборочной техники. Тенденция повышения производительности машин и качества выполнения уборки урожая при минимальных потерях неизменно ведет к усложнению машин, увеличению скорости и нагрузок в отдельных узлах и агрегатах. Учитывая изложенное и многооперационность зерноуборочных машин, проблема обеспечения их надежного функционирования в сжатые и ограниченные сроки уборки урожая приобретают особую остроту и актуальность. Кроме того, во многом показатели надежности становятся доминирующим фактором в выборе той или иной марки машины при ее приобретении [3].

Современный зерноуборочный комбайн представляет собой сложную многооперационную машину. Исходя из последовательности выполняемых технологических операций можно назвать ее следующие основные рабочие органы:

- жатка, включающая делитель, мотовило и режущий аппарат;
- цепно-планчатый плавающий транспортер;
- молотильный барабан с группой битеров;
- очистительно-сепарирующие органы.

Кроме этого комбайн имеет двигатель, разветвленный привод различных узлов и агрегатов, гидросистему, электронные устройства контроля и управления, а также другие элементы конструкции, обеспечивающие его нормальную работоспособность.

Для объективного и обоснованного анализа надежности с последующим прогнозом остаточного ресурса машин и планирования сервисных работ необходима всесторонняя оценка состояния комбайнов, причин, закономерностей и следствий потери ими работоспособности. При этом предполагается рассмотрение комбайна как некоторой сложной системы состоящей из различных подсистем объединённых определенными функциональными связями. В свою очередь подсистемы в общем случае могут находиться в различных состояниях регламентирующих степень их работоспособности.

В данной постановке исследования по определению основных показателей надежности зерноуборочных комбайнов условно можно разделить на следующие этапы:

I. Разделение структуры комбайна как сложной электро-гидро-механической системы на отдельные функционально связанные подсистемы с позиции обеспечения надежности их функционирования. Каждая из подсистем может быть также разделена на взаимосвязанные составляющие вплоть до первичных элементов (отдельных деталей).

II. Анализ причин потери работоспособности как отдельными элементами (деталью) так и подсистемами (агрегатами, узлами) или системой (машиной) в целом. При этом выделяются внезапные отказы, связанные с разрушением, потерей прочности, обрывами, скручиванием, изгибами, непроварами конструкций, откручиванием (разъединением) сборок и так далее. Определяются постепенные отказы обусловленные износом отдельных деталей особенно рабочих органов, а также других деталей приводов, гидросистем, систем управления, контроля и так далее. Выделяются детали подверженные коррозии, где устанавливается вид и причины разрушения. Обращается внимание на другие виды проявления постепенных функциональных отказов: забивание, наростообразование и прочее.

Для постепенных отказов важно определить допустимые и предельные их значения, когда работа комбайна еще эффективна и оправдана.

Отказы комбайнов связаны, прежде всего, с:

- потерей общей работоспособности;
- потерей показателей эффективности работы (производительности, качества обмолота и потерями зерна);
- потерей устойчивости в работе.

III. Составление логических структурных схем анализа и расчета надежности комбайна и его подсистем. Такие схемы формируются в зависимости от видов отказов и отражают соединения элементов конструкций в соответствии с требованиями обеспечения надежности. Они отображают функциональные связи между элементами конструкций и в общем случае могут быть:

- последовательными (основные соединения);
- параллельными;
- мостиковыми;
- комбинированными.

Построение структурных схем надежности производится на основе анализа конструктивных, функциональных и других схем выявляющих суть конструкции, взаимосвязи элементов и возможны их соединения в процессе эксплуатации.

IV. Определение характеристик безотказности подсистем и элементов основного соединения. Здесь необходимо выделить восстанавливаемые и невосстанавливаемые подсистемы, для которых специфичен свой подход. На определение характеристик безотказности влияет проявление отказов: постепенные они или внезапные.

V. Определение характеристик восстановления для восстанавливаемых агрегатов и узлов основного соединения в период эксплуатации и потери ими работоспособности.

VI. Определение характеристик надежности восстанавливаемых агрегатов, узлов и деталей основного соединения с учетом результатов исследований пунктов IV и V.

VII. Определение характеристик надежности отдельных подсистем комбайна и машины в целом, как единой системы с учетом возможностей резервирования при реализации временной и структурной избыточности.

Представляемая последовательность исследования анализа и определения показателей надежности зерноуборочных комбайнов, как сложных систем раскрывает сложность и многофакторность подходов к оценке работоспособности современной сельскохозяйственной техники. Очевидно, только в сочетании выполнения всех этапов анализа возможно получение искомых технических характеристик машин при выявлении столь сложного и скрытого свойства, каким есть надежность.

Список литературы

1. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Е.С.Босой, О.В.Верняев, И.И.Смирнов, Е.Г.Султан-Шах / Под ред. Босого Е.С. - М.: Машиностроение, 1977. - 568 с.
2. Як подвоїти продуктивність комбайнів на збиранні врожаю зернових культур при мінімальних втратах.- Проспект Укр ЦВТ // Техніка АПК. - 1998. - № 4. - С. 48 – 49.
3. Л. Лобас, А. Ляшенко, В. Стретович. Як обрати зернозбиральний комбайн (чи існує межа надійності). Науково-технічний журнал «Техніка АПК», №8, 2005.

Розглянуто зернозбиральний комбайн як складну багатоопераційну систему, показники надійності якої стають такими, що визначають конструктивні рішення, а також вибір техніки при їх придбанні. Вказані шляхи науково-інженерних підходів до рішення проблеми підвищення надійності машин.

A combine harvester as difficult polyoperation system the reliability indexes of which become such is considered, that the structural decisions are determined, and also choice of technique at their acquisition. The indicated ways of scientific-engineering approaches to the decision problem of rise reliability of machines.

Зерносушильна установка з киплячим шаром для сушки зернових як об'єкт автоматизації

У статті поставлена і вирішена задача ідентифікування нової моделі зерносушильної установки касетного типу з киплячим шаром по каналу продуктивність-волога. Для вирішення цієї задачі був проведений експеримент, в ході якого виявлені параметричні зв'язки системи, основні діючі чинники та знято залежність зміни вологості від зміни подачі в камеру сушіння зернового матеріалу.

киплячий шар, агент сушки, геометрична площа дотику, каскади, ідентифікація та апроксимація об'єкту, передаточна функція, коефіцієнт розширення

Сушіння є основною технологічною операцією по приведенню зерна в стійкий стан. Існує безліч конструкцій сушарок [1], які нібито і задовольняють поставлені до них вимоги, і в той же час є не досить досконалими. В таких установках, зазвичай, нагрів зерна нерівномірний, процес сушки надто затяжний і, в результаті, – погіршення не лише насіннєвих властивостей продукту, а й, навіть, поживних.

При Кіровоградському національному технічному університеті на кафедрі сільськогосподарського машинобудування розроблена експериментальна зерносушильна установка (ЗСУ) касетного типу для сушки зернових в киплячому шарі. Досліди, проведені на новій моделі ЗСУ, показали, що така модель зерносушарки має ряд переваг: процес теплообміну між теплоносієм і зерновою масою проходить інтенсивніше за рахунок збільшення геометричної площі дотику між агентом і матеріалом; нагрів зерна по всьому об'єму рівномірний, що дуже важливо для сушки термолабільних продуктів; можливість обробки сирого, неочищеного зерна, що, практично, може замінити один з етапів поточної лінії – сепарацію; простота і компактність конструкції надає можливість використовувати її мобільно; створюються сприятливі умови для автоматизації (контроль, регулювання, управління).

Автоматизація контролю і управління процесами обробки і зберігання зерна відкриває широкі можливості для підвищення ефективності використання, збільшення продуктивності поточних ліній, подальшого зниження затрат праці і покращення якості обробки зерна.

Глибина процесів, що відбуваються в киплячому шарі, ще не досить вивчена, а установки, в основу яких покладено принцип киплячого стану – не ідентифіковані. Автоматизація нового об'єкту – зерносушильної установки касетного типу з киплячим шаром – перш за все потребує дослідів, в ході яких потрібно виявити зв'язки між вхідними і вихідними величинами, побудувати диференційні рівняння і визначити математичну модель об'єкту, тобто здійснити його ідентифікацію [2].

Спочатку для цього пропонується провести ряд дослідів, що характеризують об'єкт у статичі, тобто реакцію вихідних величин на певну зміну вхідних при фіксованих збуреннях.

Загальний вигляд ЗСУ типу для сушки зернових в киплячому шарі зображений на рис. 1

Дослід проводили наступним чином: через шар зернистого матеріалу (висотою $h=5...6$ см; соняшник, пшениця, соя), що розміщений на решітках (каскадах, діаметром отвору $1...2$ мм), пропускали з певною швидкістю ($v_a=2$ м/с) нагрітий агент сушки

($t_{\text{ан}}=60^{\circ}\text{C}$). Матеріал спочатку розрихлювався, а потім перейшов в стан, що нагадував киплячу рідину. В процесі неперервної подачі зернового матеріалу до камери сушіння положення шибру було змінено від нейтрального положення на 10% ($Q_{\text{зерна}}=0,5 \text{ см}$), що призвело до зміни вологості зерна кожної проби, яку відбирали через кожні 30с.

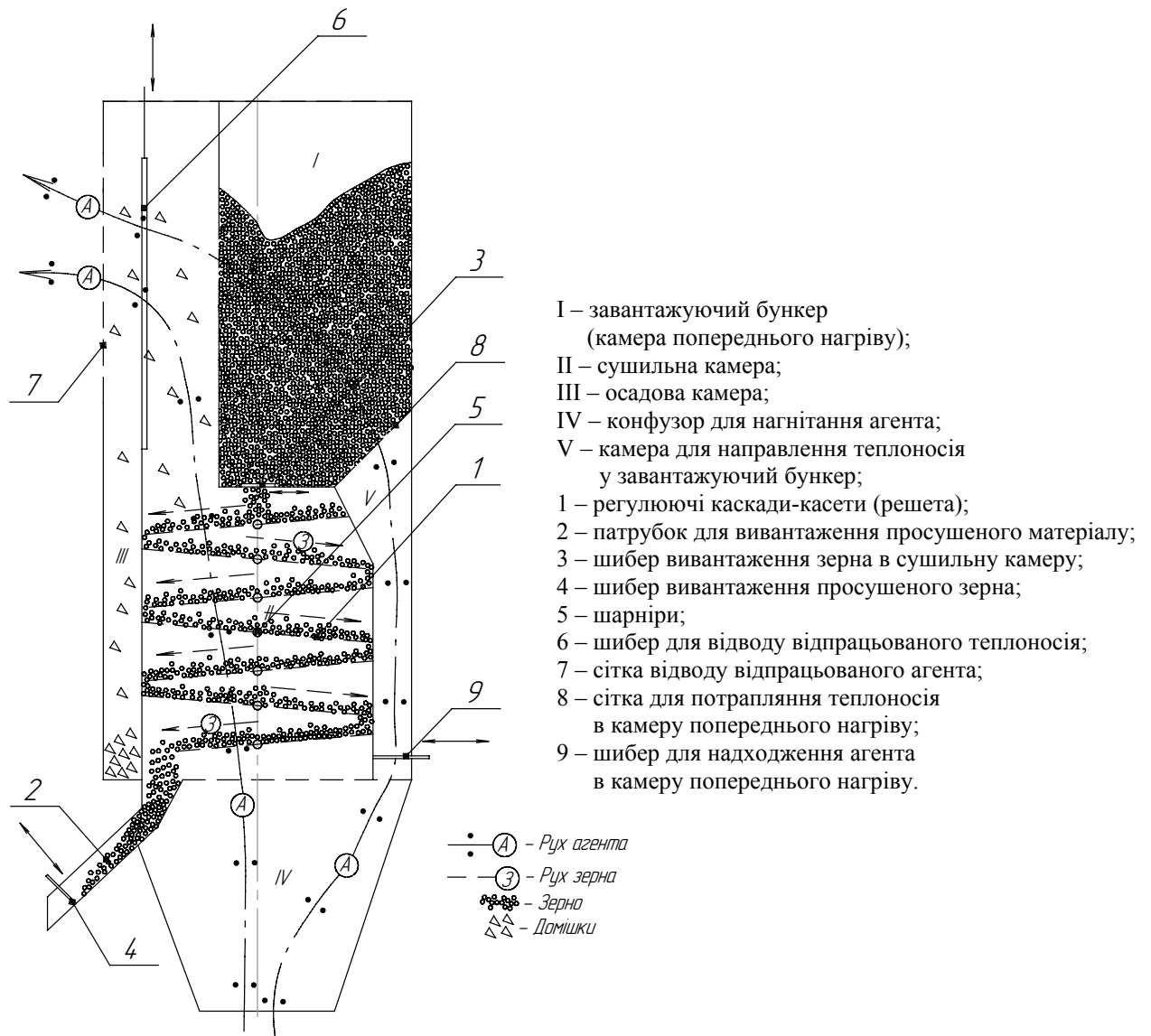


Рисунок 1 – Конструкція ЗСУ касетного типу для сушки зернових в киплячому шарі

Основними параметрами контролю стали: температура агента сушки; кінцева температура матеріалу; тиск теплоносія в камері сушіння; кінцева вологість зерна; час перебування зернового матеріалу в сушильній камері.

Температура агента і зерна була виміряна скляним рідинним термометром і склала 60°C і 35°C відповідно. Контроль тиску теплоносія виконувався U-подібним рідинним манометром, значення якого становило 0,5 Па. Після півгодинного відлежування, що є невід'ємним етапом будь-якого методу сушки, цифровим вологоміром типу Wille-55 було виміряне значення кінцевої вологи матеріалу, що на 1% відрізнялось від початкового. Це досить гарний показник, адже за такий малий проміжок часу (4 хвилини – час перебування зерна в зоні сушіння) матеріалом було втрачено біля 1% надлишкової вологи (рис. 2).

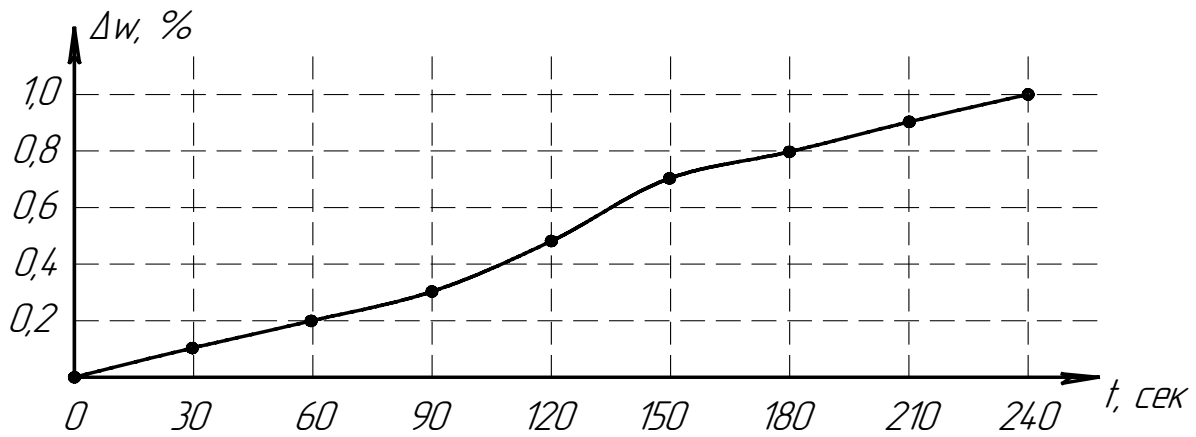


Рисунок 2 – Графік втрати вологості зерновим матеріалом за час t

Проаналізувавши цей графік за допомогою пакету MATLAB виявилось, що зміна вихідної величини (вологості матеріалу) апроксимується рівнянням такого виду

$$\Delta\omega(t) = A \cdot e^{-Bt} + C \cdot e^{-Dt} \cdot \sin(F \cdot t + G) + H, \quad (1)$$

де A, B, C, D, F, G, H – коефіцієнти, знайдені в MATLAB і рівні відповідно – 1,53; 0,02; -1,64; 0,01; 0,015 рад.; -0,04 рад.; 0,097;

t – час, с.

Передаточна функція об'єкта (зерносушарки) визначається за відомою формулою

$$W(p) = \frac{L\{\Delta\omega(t)\}}{L\{Q_{\text{зерна}}(t)\}}, \quad (2)$$

де $L\{\omega(t)\}$ – зображення за Лапласом вихідної величини;

$L\{Q_{\text{зерна}}(t)\}$ – зображення за Лапласом вхідної величини;

p – комплексна змінна.

Скористаємось відповідними формулами і отримаємо

$$L\{\Delta\omega(t)\} = \frac{0.44p^3 + 0.045p^2 + 6.254 \cdot 10^{-4}p + 8.688 \cdot 10^{-6}}{p^4 + 0.048p^3 + 9.511 \cdot 10^{-4}p^2 + 8.973p}. \quad (3)$$

Так як вхідною величиною є $Q_{\text{зерна}}(t)$ – переміщення шибера, що регулює подачу зернової маси до камери сушіння, то її зображення за Лапласом наступне:

$$L\{Q_{\text{зерна}}(t)\} = \frac{5 \cdot 10^{-4}}{p}. \quad (4)$$

Підставивши відповідні чисельні значення коефіцієнтів і виконавши алгоритм (2) здобудемо вираз, який і відображає передаточну функцію об'єкта регулювання – новий вид зерносушарки для сушки зернових в киплячому шарі:

$$W_{\text{ок}}(p) = \frac{880p^3 + 90p^2 + 1,251 \cdot 10^{-4}p + 0,01738 \cdot 10^{-6}}{p^3 + 0,048p^2 + 9,512 \cdot 10^{-4}p + 8,974} \cdot e^{-p\tau}, \quad (5)$$

де τ – час запізнювання об'єкта, с (транспортне запізнювання $\tau \approx 200$ с).

Об'єкт, як видно з ЛАЧХ (рис. 3), може бути представлений як послідовне з'єднання трьох ланок: пропорційної, форсуючої II-го порядку і підсилюючої.

Так, при зміні частоти вхідного діяння в діапазоні $(10^{-4} \dots 10^{-2}) \text{ с}^{-1}$ властивості об'єкту описуються пропорційною ланкою, так як період зміни керуючого діяння настільки великий, що при надходженні в ЗСУ великої кількості зернового матеріалу підтримувати киплячий стан стане фізично неможливо через надмірну висоту зерна на каскадах, в результаті чого сушарка перетвориться на ЗСУ шахтного типу.

При зміні частоти від 10^{-2} до 10^0 с^{-1} об'єкт володітиме характеристиками форсуючої ланки II-го порядку. Крутий нахил ЛАЧХ в цьому проміжку пояснюється високою швидкістю сушки, що досягається за рахунок створення киплячого стану, якому сприяє невелика товщина шару дисперсного матеріалу.

При збільшенні частоти від 10^0 с^{-1} і більше ЗСУ не може швидко відреагувати на кожну зміну вхідного діяння через свою інертність і, відповідно, в цьому діапазоні частоти не спостерігається значної швидкості сушіння.

Тому, щоб створити умови ефективного сушіння – сушку дисперсного матеріалу в киплячому стані, в ході якого досягається максимальне зняття надлишкової вологи за одиницю часу, потрібно забезпечити підтримання частоти зміни регулюючого органу (шиберу) у визначених нами межах, а саме від 10^{-2} до 10^0 с^{-1}

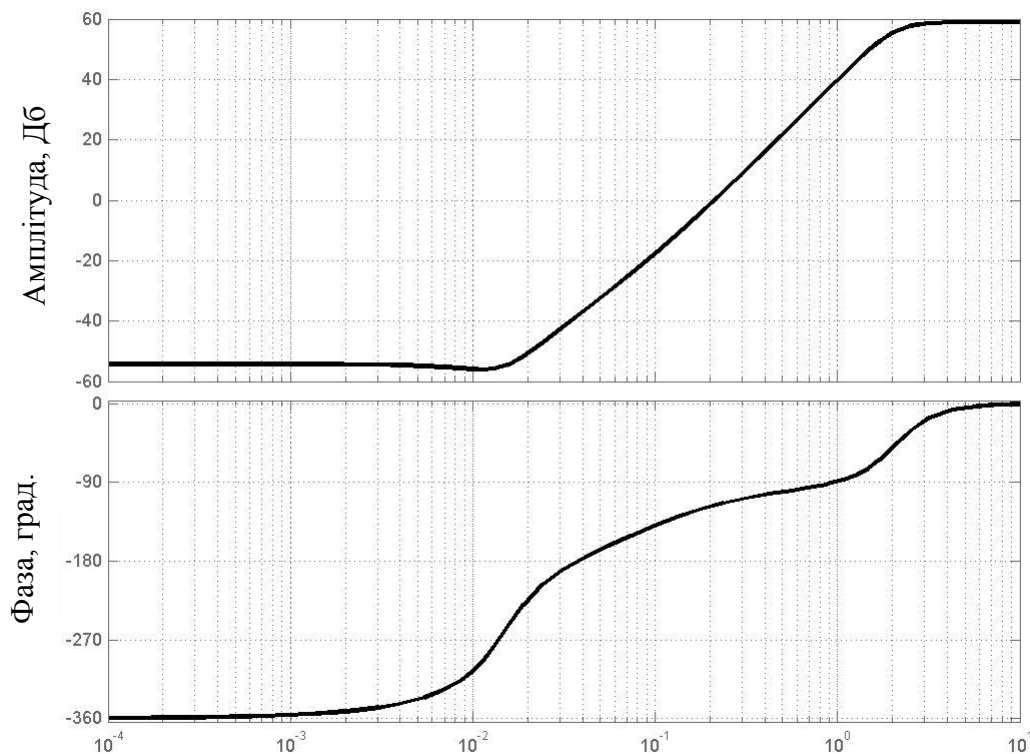


Рисунок 3 – Логарифмічно-частотні характеристики об'єкту

Процес сушки в ЗСУ касетного типу для сушки матеріалу в киплячому шарі, як видно, характеризується великою кількістю параметрів, що показані на рис. 4. Ці параметри умовно можна розділити на три групи.

До параметрів першої групи (контроль і регулювання), які кількісно і якісно характеризують роботу ЗСУ, відносяться: початкова температура агента сушки – t_{an}^o ; кінцева температура відпрацьованого агента сушки – $t_{ак}^o$; температура нагріву зерна в сушильній камері – $t_{зк}^o$; кінцева вологість зерна – $W_{зк}$; висота матеріалу на решітці – H_3 ; швидкість агента – v_a ; коефіцієнт розширення киплячого шару – K ; кінцева енергія проростання зерна – E_k .

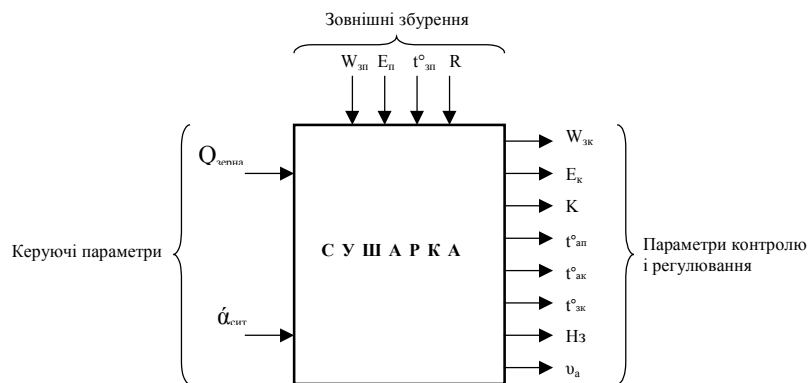


Рисунок 4 – Параметрична схема ЗСУ касетного типу для сушки зернових в киплячому стані

Вхідні параметри об'єкту підрозділяються на дві групи: зовнішні збурення і керуючі діяння. До зовнішніх збурень відносять: початкову вологість матеріалу – $W_{зн}$; початкову температуру зерна – $t^o_{зн}$; наявність домішок – R ; початкова енергія проростання насіння – E_n .

Керуючими параметрами в об'єкті є: переміщення шибера, що регулює подачу зерна безпосередньо в камеру сушіння – $Q_{зерна}$; кут нахилу каскадів, який регулює час перебування зернового матеріалу в зоні сушіння – $\alpha_{сум}$.

З точки зору автоматизації, зерносушильна установка – найскладніший об'єкт управління в поточній лінії, а впровадження автоматизації в ЗСУ з киплячим шаром ускладнюється ще й рядом факторів. По-перше, потрібно постійно контролювати сам режим створення так званого киплячого стану (підтримувати в заданих межах швидкість агента, висоту шару, коефіцієнт його розширення), адже саме від цих показників головним чином і залежать економічні показники установки. По-друге, контролю і регулювання потребують, звичайно, й такі основні параметри як температура зерна, температура теплоносія, кінцева вологість матеріалу, які в процесі сушіння значно швидше змінюються за рахунок інтенсифікації самого процесу в киплячому шарі. По-третє, так як процес тепло- і масообміну між сушильним агентом і продуктом в такій сушарці відбувається швидше, ніж в інших установках, то потрібно передбачити можливість регулювання часу перебування зернового матеріалу безпосередньо в зоні сушки.

У статті проведена ідентифікація нової моделі ЗСУ з киплячим шаром по каналу продуктивність-волога, побудовані частотні характеристики об'єкту та виявлені збурюючі фактори, що негативно впливають на об'єкт дослідження. Все це і стане основою для подальшого впровадження автоматизації нового виду ЗСУ.

Список літератури

1. Гуляев Г.А. Автоматизация процессов послеуборочной обработки и хранения зерна – М.: Агропромиздат, 1990. – 357 с.
2. Мартыненко И.И., Лысенко В.Ф. Проектирование систем автоматики – М.: Агропромиздат, 1990. – 256 с.

В статье поставлена и решена задача идентификации новой модели зерносушильной установки кассетного типа с кипящим слоем по каналу производительность-влажа. Для решения этой задачи был проведен эксперимент, в ходе которого обнаружены параметрические связи системы, основные действующие факторы и снята зависимость изменения влажности от изменения подачи в камеру сушки зернового материала.

In the article put and decided task of authentication of new model of the grain drying setting of cassette type with a boiling layer on a channel productivity-moisture. For the decision of this task the experiment during which found out self-reactance sun of the system was conducted, basic operating factors and dependence of change of humidity is taken off on the change of serve in the chamber of drying of corn material.

Універсальний гідравлічний навантажувальний пристрій стенда для випробування шестеренних насосів на ресурс

В запропонованій статті розроблено універсальний гідравлічний навантажувальний пристрій стенду для випробування шестеренних насосів на ресурс. Універсальний навантажувальний пристрій дозволяє випробовувати шестеренні насоси з номінальним тиском 16,20,25 МПа і номінальною частотою обертання 40,32,25 с⁻¹ по методиці викладеної в ДСТУ 2192-93.

шестеренні насоси, тиск, частота обертання, випробування на ресурс, навантажувальний пристрій, напірна магістраль

Шестеренні насоси НШ служать для нагнітання робочої рідини в гідросистемах різних пристроїв тракторів, автомобілів сільськогосподарських та інших машин.

На ВАТ «Гідросила» в залежності від призначення, класу та потужності, шестеренні насоси виготовляються з різними (від 4 до 250 см³) робочими об'ємами і розвиваючими тисками (від 14,0 до 25,0 МПа), а також з номінальними частотами обертаннями (40,32,25 с⁻¹).

Контроль надійності серійних шестеренних насосів здійснюється на основі періодичних випробувань. За їх результатами визначають ступінь відповідності показників надійності серійних насосів значенням встановлених нормативів.

При періодичних випробуваннях шестеренних насосів на надійність є перевірка їх ресурсу.

Згідно ДСТУ 2192-93 [1] випробування на ресурс шестеренних насосів з номінальним тиском 16,20,25 МПа повинні проводитися на стенді з навантажувальним пристроєм, який забезпечує зміну тиску в напірній магістралі стенда від нуля до номінального з частотою циклу 0,5...1,25 Гц та при інших номінальних параметрах, при швидкості зростання тиску (100-350) МПа/с.

Тривалість випробувань на перевірку ресурсу шестеренних насосів становить не менш 10⁶ циклів.

Метою даної роботи є створення універсального навантажувального пристрою до стенду, який забезпечить проведення випробувань на ресурс шестеренних насосів з номінальним тиском 16,20,25 МПа та номінальними частотами обертання 40,32,25 с⁻¹.

Нами сконструйований універсальний гідравлічний навантажувальний пристрій, який дозволяє створювати навантаження на деталі шестеренного насосу при випробуваннях на ресурс.

Гідравлічний навантажувальний пристрій складається з двоступінчатого редуктора та обертаючого золотника, що представляє суцільну конструкцію.

Гідравлічний навантажувальний пристрій приводиться в обертання від електродвигуна, який служить приводом випробувального насоса, та через двоступінчатий редуктор з передавальним числом $i=32$, причому обертаючий золотник є вихідним валом редуктора. Передавальне число $i=32$ вибрано таким чином, щоб забезпечити створювання циклічного навантаження з частотою циклу 0,5...1,25 Гц при

випробуванні на ресурс шестеренних насосів з номінальним тиском 16, 20, 25 МПа та номінальною частотою обертання 40,32,25 с⁻¹.

Обертаючий золотник перекриває напірну магістраль один раз за один оберт, тому тиск, а з ним і момент на валу насосу має коливальний характер з частотою в 32 рази менше обертання валу приводного електродвигуна.

На рисунку 1 показано креслення навантажувального пристрою.

Конструкція вміщує водило 1, яке з'єднується з валом приводного електродвигуна.

На підшипниках ковзання 2 водила встановлений, з ексцентриситетом відносно вісі водила, блок шестерень 3, водило 1 обертається у двох шарикопідшипниках 4, блок шестерень має постійне зачеплення з нерухомим центральним колесом 5, встановленим в корпусі редуктора 6 і зафіксоване штифтом 7, а також з рухомою шестернею 8, яка обертається у шарикопідшипнику 9 і з'єднана з золотником 10.

Золотник 10 встановлюється в обойму 11 і корпус 12, який за допомогою болтів 13 з'єднаний з корпусом редуктора 6. золотник 10 обертається у двох шарикопідшипниках 14,15.

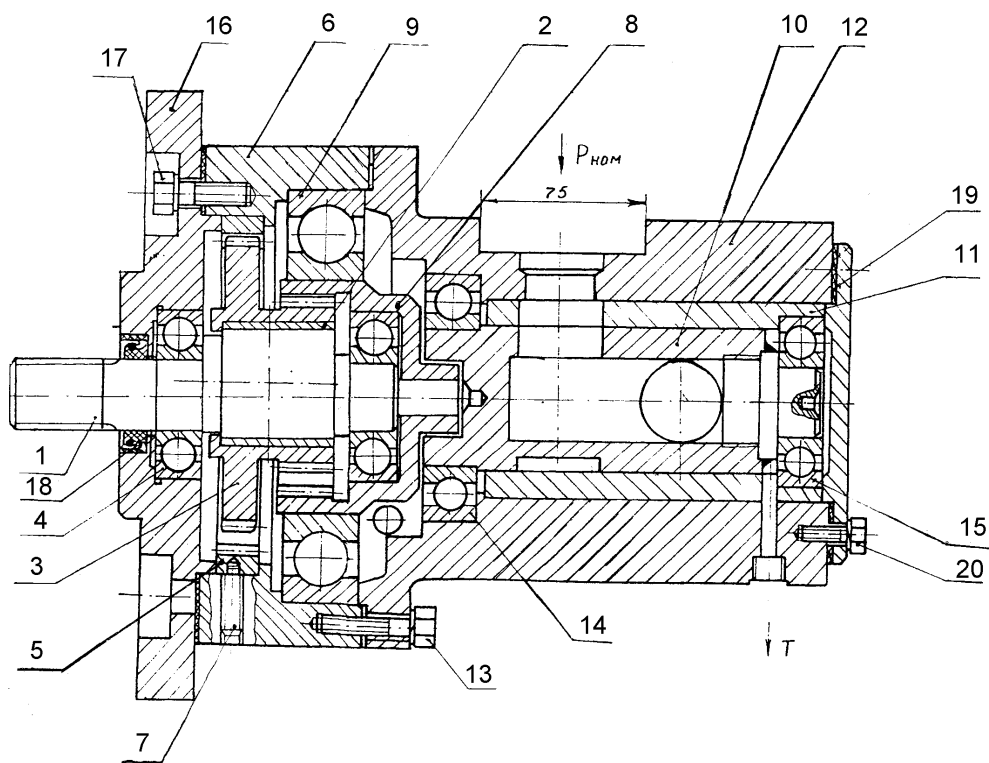


Рисунок 1 – Універсальний гідравлічний навантажувальний пристрій

Кришка 16 кріпиться болтами 17 до корпусу редуктора 6. поміж кришкою 16 і водилом 1 встановлена ущільнювальна манжета 18. з протилежного боку обертового золотника 10 встановлена кришка 19, яка кріпиться болтами 19 до корпусу золотника 12.

На рисунку 2 показана гідравлічна схема стенда для випробування на ресурс шестеренних насосів з запропонованим гідравлічним навантажувальним пристроєм.

Стенд працює наступним чином.

Приводний електродвигун 1 стенда через з'єднувальну муфту 12 приводить в обертання вал випробувального насосу 2, рідина з баку 10 через насос 2 надходить в напірну магістраль 5. напірна магістраль 5 зв'язана з дроселем 4, настроєним на

номінальний тиск випробувального насосу. В магістраль високого тиску 5 встановлений привод 6, який складається з електродвигуна 1 стэнда з'єднувальної муфти 11 та редуктора 7, з передавальним числом $i=32$. редуктор 7 та обертовий золотник 6 представляють суцільну конструкцію, причому обертовий золотник 6 є вихідним валом редуктора 7.

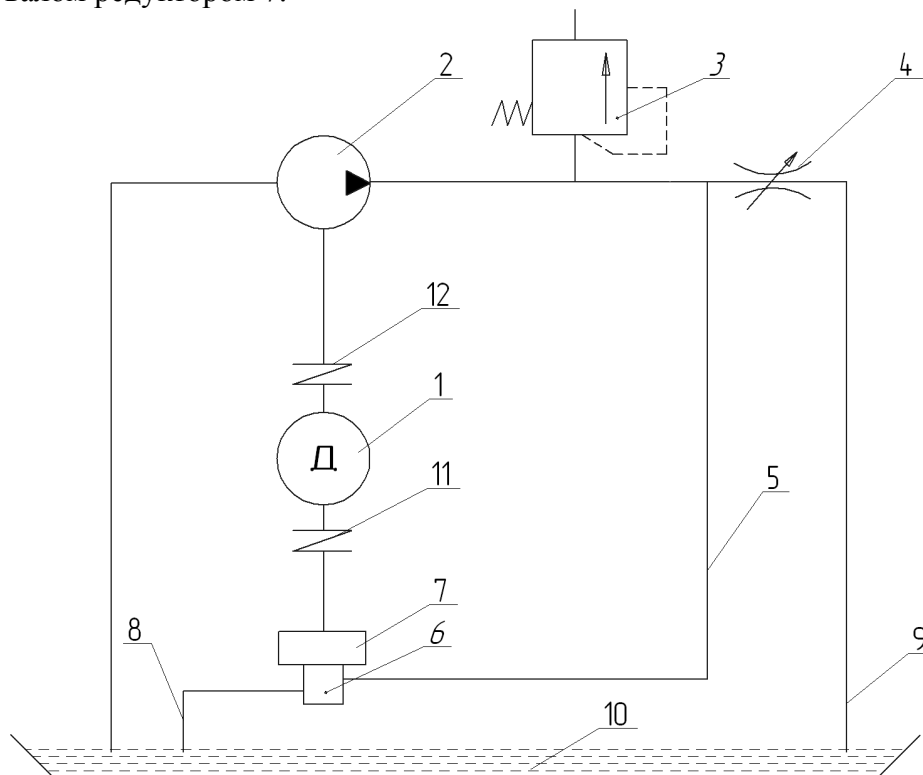


Рисунок 2 – Гідравлічна схема стэнду для випробування шестеренних насосів на ресурс

При обертанні золотник 6 один раз за один оберт перекриває напірну магістраль 5.

В момент перекриття напірної магістралі 5 золотником 6, рідина пройшовши через дросель 4, та зливну магістраль 9 направляється в бак 10, створюючи у напірній магістралі 5 тиск, на який відрегульований дросель 4. золотник 6, відкриваючи напірну магістраль 5, знижує тиск в напірній магістралі 5 до нуля і рідина, пройшовши через золотник 6 та зливну магістраль 8, потрапляє в бак 10. гідросистема захищена від недопустимих перевантажень запобіжним клапаном 3.

Для перевірки працездатності запропонованої конструкції навантажувального пристрою та вимогам ДСТУ 2192-93, були проведені випробування шестеренних насосів НШ 50УК-3.

Технологічна характеристика насосу НШ 50 УК-3:

Робочий об'єм, см^3	50
Номинальна частота обертання, с^{-1}	40
Номинальна подача, л/хв.	107,2
Тиск на виході номінальний, МПа	16
Коефіцієнт подачі (не менше),	0,94
Коефіцієнт корисної дії	0,83
Номинальна потужність, кВт	41,5

Під час випробувань було проведено осцилографування коливання тиску робочої рідини в напірній магістралі стэнду.

Для запису осцилограми коливання тиску була використана слідуєча апаратура:

Тензодатчик стаканчикового типу № 656 - для заміру тиску від 0...16 МПа
 Підсилювач «Топаз -4-0,1», канал 2
 Осцилограф Н-115, 5шл., тип 0,6
 Швидкість руху паперу $V_6=250 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Обробка осцилограми показала (рисунок 3), що період коливання тиску від 0 до 16 МПа в напірній магістралі стенда становить $t_u = 0,8 \text{ с}$ або дорівнює частоті циклу $\nu=1,25 \text{ Гц}$, при номінальній частоті обертання насосу 40 с^{-1} , максимальна швидкість зростання тиску від 0...16 МПа дорівнює $V = 200 \text{ МПа}$ і не перевищує швидкість 350 МПа/с .

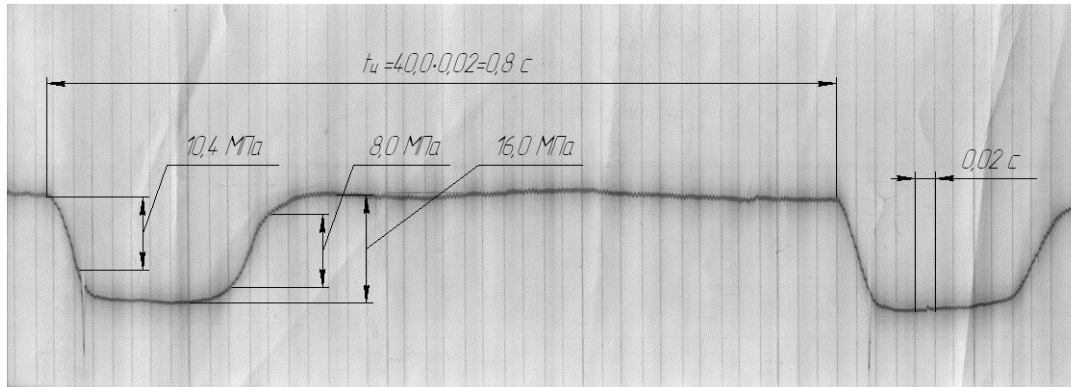


Рисунок 3 – Осцилографування коливання тиску робочої рідини в напірній магістралі стенду

$$V_{cn} = \frac{P_c}{t_c} = \frac{10,4}{2,0 \cdot 0,02} = 260 \text{ МПа}, \quad (1)$$

де V_{cn} – швидкість спаду тиску в напірній магістралі;

P_c – тиск спаду в напірній магістралі;

t_c – час спаду тиску в напірній магістралі.

$$V_{\frac{zp}{\max}} = \frac{P_z}{t_z} = \frac{8,0}{2,0 \cdot 0,02} = 200 \text{ МПа}, \quad (2)$$

де $V_{\frac{zp}{\max}}$ – швидкість зростання тиску в напірній магістралі;

P_z – тиск зростання в напірній магістралі;

t_z – час зростання тиску в напірній магістралі.

Таким чином, стенд для випробування шестеренних насосів на ресурс із запропонованим гідравлічним навантажувальним пристроєм повністю відповідає вимогам ДСТУ 2192-93.

Сконструйований універсальний гідравлічний навантажувальний пристрій застосовується в стендах для перевірки на ресурс інших марок шестеренних насосів на ВАТ «Гідросила».

Список літератури

1. ДСТУ 2192-93. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. Видання офіційне Держстандарт України. Київ.
2. Ю.Ф. Пономаренко. Испытание гидropерeдaч. М.: «Машиностроение», 1969г, 289с.

В предлагаемой статье разработано универсальное гидравлическое нагружающее устройство стенда для испытания шестеренных насосов на ресурс. Универсальное нагружающее устройство позволяет испытывать шестеренные насосы с номинальным давлением 16,20,25 МПа и номинальной частотой вращения 40,32,25 с^{-1} по методике изложенной в ДСТУ 2192-93.

In the offered article the universal hydraulic loading device of stand for the test of cog-wheel pumps on a resource is developed. The universal loading device allows to test cog-wheel pumps with nominal pressure 16,20,25 МПа and nominal frequency of rotation 40,32,25 s^{-1} on the method of expounded in DSTU 2192-93.

Теоретичний аналіз ефективності додаткового поверхневого обробітку ґрунту зубовими боронами в складі комбінованого знаряддя

В роботі представлений зміст та результати теоретичного аналізу ефективності процесу додаткового поверхневого обробітку ґрунту зубовими боронами з різними конструктивними особливостями, при змінних механіко-технологічних властивостях ґрунтового середовища за умови роботи борін в складі комбінованого знаряддя.

ґрунт, борона, граничний опір ґрунту руйнуванню стисненням, усереднений радіус фракції ґрунту, відстань між слідами зубів борони по напрямку руху, деформація, стиснення

Проведення диференціації складу комбінованого ґрунтообробного знаряддя для забезпечення раціональних показників його роботи в різних ґрунтово-кліматичних зонах можливе за умов наявності інформації про показники кришення ґрунту не тільки основними робочими органами, а й додатковими, без яких неможливо забезпечити передбачений агро вимогами однорідний, дрібногрудкуватий агрегатний склад по всій глибині обробітку необхідний для сприятливих умов накопичення вологи та поживних речовин. Як доведено раніше при безвідвальному, особливо плоскорізному, обробітку максимальні розміри гребней формуються саме на поверхні обробленого поля. Тому вирішення задачі ефективного кришення саме цих гребней при мінімальній кількості робочих органів та загальній мінімально допустимій металоємкості комбінованого знаряддя є цілком актуальним. Одним із шляхів вирішення даної задачі може бути підбір раціональних конструктивних технологічних та експлуатаційних параметрів відповідних типів робочих органів за результатами теоретичного аналізу їх функціонування. При цьому важливим показником достовірності результатів є можливість застосування єдиного показника оцінки якості для різних типів робочих органів.

Одним із способів оцінки якості додаткового подрібнення агрегатів поверхневих шарів ґрунту може бути визначення відношення

$$P = S_p / S_o, \quad (1)$$

де S_o – площа ділянки, яка обробляється;

S_p – площа частини даної ділянки, яка відповідає зоні руйнування земляної фракції. Число P є не що інше, як ймовірність попадання земляної фракції в зону руйнування – показник якості обробітку ґрунту, іншими словами - відсоток гребней, які будуть зруйновані при контактів з ними робочих органів знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту.

Розглянемо дану задачу на прикладі обробки ґрунту звичайними зубовими боронами (з вертикальним розміщенням зубів) та боронами з плоскими зубами та тупим кутом входження їх в ґрунт (рис. 1).

На рис. 2. показана розбивка оброблюваної ділянки на частини (зони) де:

- суцільні жирні лінії AA_1 , GG_1 –траєкторія руху зубів борони;
- ділянка AA_1G_1G – оброблювана ділянка між сусідніми борознами;

- ділянки AA_1B_1B , EE_1G_1G – зони, в яких фракції взаємодіють з зубами борони і руйнуються ($AB = EG$);
- ділянки CC_1B_1B , EE_1D_1D – зони, в яких фракції взаємодіють з зубами борони, але не руйнуються;

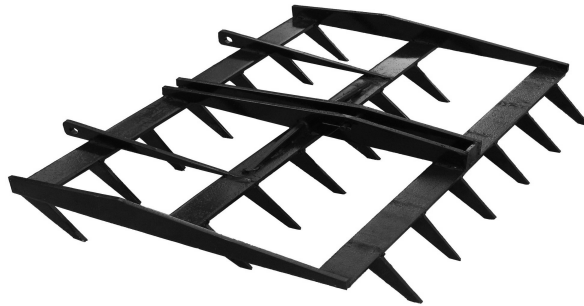


Рисунок 1 – Загальний вигляд борони з плоскими зубами та тупим кутом входження в ґрунт

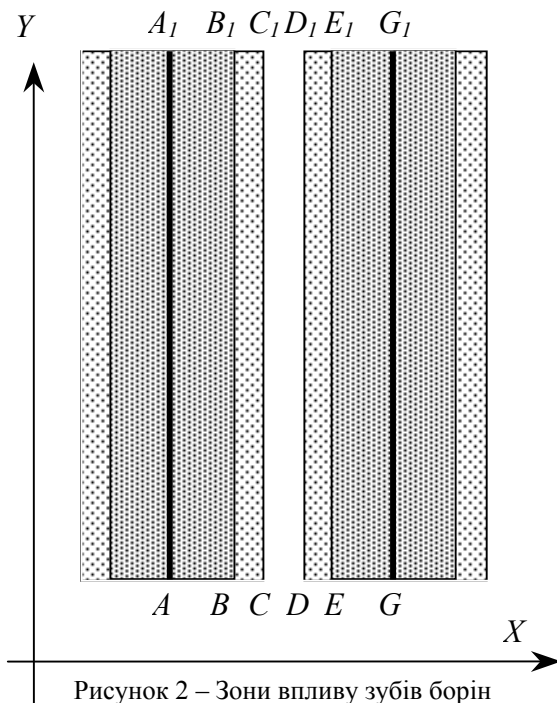


Рисунок 2 – Зони впливу зубів борін на ґрунт в процесі роботи

- ділянка CC_1D_1D – зона, фракції якої не взаємодіють з зубами борони.

Ширина ділянки $AG = L$ визначається конструктивними параметрами борони; відстані AC , DG визначається розмірами фракції, яка досліджується (в подальшому $AC = DG = R$ – усереднений радіус фракції ґрунту).

Отже,

$$P = 2 \cdot AB / L \quad (2)$$

і задача полягає в визначенні розміру AB .

Нехай фракція (грудка) знаходиться в зоні AA_1C_1C і $O_1B = x$ – відстань центра фракції ґрунту від прямої AA_1 (рис. 3, а), де O_1 – центр фракції, $O_1K = R$ (рис. 3 б)); K – точка контакту зуба борони з фракцією ґрунту; $\bar{F}_{уд}$ і \bar{F} , відповідно, сила удару та її складова направлена вздовж

лінії KO_1 (до центра фракції). Визначимо граничне значення змінної x , при якому відбувається руйнування фракції.

В момент удару грудка знаходиться під дією сил показаних на рис. 3, б):

$\bar{F}_{уд}$ або \bar{F}_l – сила удару; $\bar{F}_{оп}$ – сили опору навколишнього середовища (ґрунту);

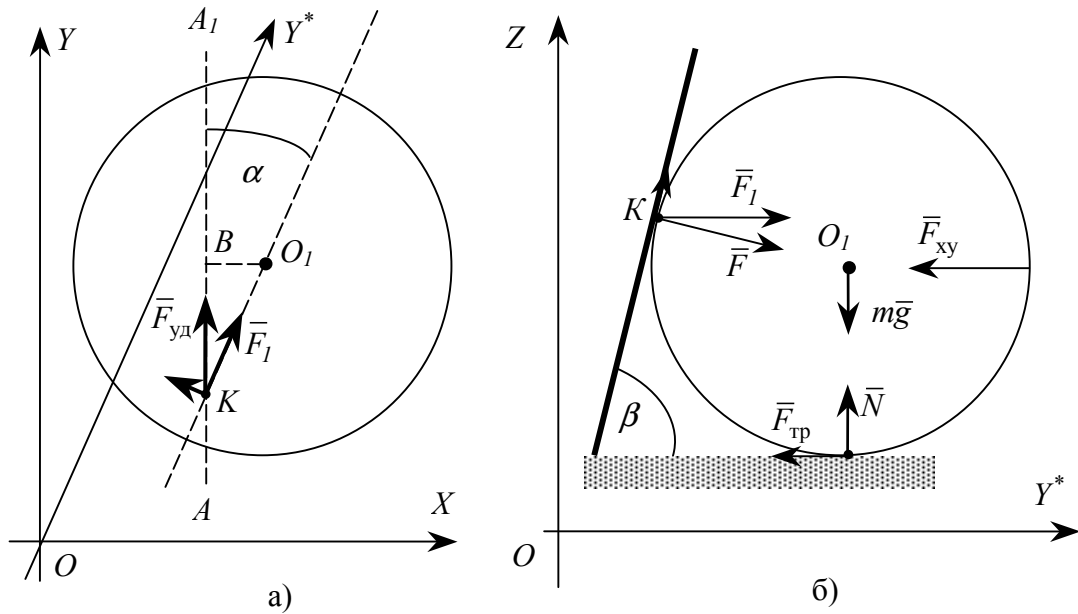
$m\bar{g}$ – сила тяжіння; \bar{N} – сила реакції нижнього шару ґрунту; $\bar{F}_{тр}$ – сила тертя

грудки з розміщеними нижче агрегатами ґрунту,

$$\text{де } F_{тр} = Nf,$$

$$F_{ху} = S_{п} \cdot f_{ху},$$

$$m = 4/3 \cdot \pi R^3 \rho \text{ – маса грудки;}$$



а) в горизонтальній площині; б) в вертикальній площині.

Рисунок 3 – Схема взаємодії похилого зуба борони з грудкою в момент удару:

ρ – густина ґрунту,

f – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту,

f_{xy} – коефіцієнту опору навколишнього середовища,

$S_{\pi} = \pi R^2$ – площа діаметрального перерізу грудки.

Грудка може бути зруйнована в двох випадках:

а) в момент удару, якщо деформація при ударі $v_{уд}$ перевищить гранично допустиму деформацію $v_{гр}$;

б) після удару, якщо рівнодійна сил опору врівноважить активну силу, тобто зуб борони пройде через фракцію зруйнувавши її.

Спочатку розглянемо випадок борони з вертикальними зубами.

Рівняння руху центра фракції при центральному ударі (пряма руху зуба борони проходить через центр фракції) в проекції на напрям руху (вісь OY)

запишемо у вигляді:

$$my'' = k(Vt - y) - F_{оп}, \quad (3)$$

де V – швидкість руху зуба борони;

t – час, який пройшов від початку зіткнення зуба борони з грудкою;

y – переміщення центра ваги грудки;

$F_{оп} = F_{тр} + F_{xy}$, k – коефіцієнт, який характеризує твердість ґрунту.

1.1) очевидно, що $y = 0$ при $kVt - F_{оп} \leq 0$ тобто при $t \in [0, t_l]$, де $t_l = F_{оп} / (kV)$.

Якщо $Vt_l > Rv$ тобто $F_{оп} > kRv$, то грудка руйнується до початку свого руху (борона зминає фракцію).

1.2) при $t > t_l$ і $Vt_l < Rv$ грудка почне рухатись і рівняння руху приймає вигляд:

$$y'' + \mu^2 y = \mu^2 Vt - g_l, \quad (4)$$

де $\mu^2 = k/m$, $g_l = F_{оп} / m$.

З (4) маємо

$$y(t) = C_1 \cos \mu t + C_2 \sin \mu t + Vt - g_1 / \mu^2,$$

де C_1, C_2 є розв'язками системи рівнянь отриманих з граничних умов $y(t_1) = 0$, $y'(t_1) = 0$:

$$\begin{cases} C_1 \cos \mu t_1 + C_2 \sin \mu t_1 + Vt_1 - g_1 / \mu^2 = 0, \\ -C_1 \mu \sin \mu t_1 + C_2 \mu \cos \mu t_1 + V = 0. \end{cases}$$

З останньої системи маємо

$$C_1 = V / \mu \cdot \sin \mu t_1, \quad C_2 = -V / \mu \cdot \cos \mu t_1.$$

Отже,

$$y(t) = -V / \mu \cdot \sin[\mu(t - t_1)] + Vt - g_1 / \mu^2. \quad (5)$$

Максимальна деформація грудки досягається при $t = t_2$, де t_2 – момент часу при якому $y'(t_2) = V$ тобто швидкість руху грудки зрівнюється зі швидкістю руху зуба борони.

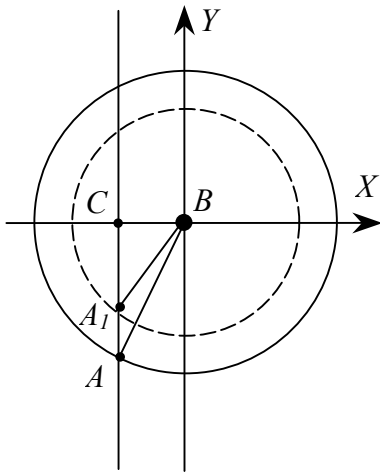


Рисунок 4 – Зміна кута α в процесі деформації грудки.

З (5) маємо $t_2 = t_1 + \pi / 2\mu$ і

$$\Delta y_{\max} = Vt_2 - y(t_2) = V / \mu + g_1 / \mu^2.$$

1.3) Умова руйнування $v_{\text{уд}} = \Delta y_{\max} > v_{\text{кр}} = Rv$

або

$$\sqrt{m/k} \cdot V + F_{\text{оп}} / k > Rv. \quad (6)$$

При нецентральному ударі вираз Vt в (3) можна наближено прийняти рівним $Vt \cos \alpha$ і (6) прийме вигляд

$$\sqrt{m/k} \cdot V \cos \alpha + F_{\text{оп}} / k > Rv, \quad (7)$$

де $\cos \alpha = \sqrt{1 - x^2 / R^2}$.

Значення $\cos \alpha$ в процесі деформації грудки є змінним (див. рис. 4). В моменти початку деформації та максимальної деформації воно, відповідно, рівне:

$$\cos \alpha_1 = \cos \angle ABC = \sqrt{1 - x^2 / R^2}$$

та

$$\cos \alpha_2 = \cos \angle A_1BC = \sqrt{1 - x^2 / [R(1 - \nu)]^2}.$$

Наближено в якості $\cos \alpha$ візьмемо $\cos \alpha_{\text{сеп}}$ – середнє арифметичне даних значень:

$$\cos \alpha_{\text{сеп}} = 1/2 \cdot \left\{ \sqrt{1 - x^2 / R^2} + \sqrt{1 - x^2 / [R(1 - \nu)]^2} \right\}, \quad (8)$$

Підставивши (8) в (7) отримаємо умову для знаходження x – ширини смуги руйнування грудки бороною з прямими зубами:

$$0,5 \sqrt{m/k} \cdot V \left(\sqrt{1 - x^2 / R^2} + \sqrt{1 - x^2 / [R(1 - \nu)]^2} \right) + F_{\text{оп}} / k > Rv. \quad (9)$$

1.4) У випадку борони з похилими зубами зміниться сила опору. При рівномірному русі грудки під дією \bar{F} (див. рис. 5) маємо:

$$F \sin \beta = Ff \cos \beta + F_{\text{оп}}$$

або

$$F = F_{\text{оп}} / (\sin \beta - f \cos \beta).$$

Отже, сила опору $F_{\text{оп} \beta} = F \sin \beta$ при русі грудки під дією зубів похилої борони має вигляд

$$F_{\text{оп} \beta} = F_{\text{оп}} / (1 - f \operatorname{ctg} \beta). \quad (10)$$

Якщо $\operatorname{tg} \beta - f < 0$, то зуб борони знаходить на грудку і руйнує її.

1.5) Знайдемо координати вектора \overline{KO}_I (див. рис.2). Нехай центр грудки знаходиться в початку координат декартової системи координат $OXYZ$, тоді для координат (x, y, z) точки K виконуються умови

$$\begin{cases} x^2 + y^2 + z^2 = R^2, \\ z = y \operatorname{tg} \beta_0 + b, \\ z'_{\text{кол}} = z'_{\text{нр}}, \end{cases}$$

де $z_{\text{кол}} = \sqrt{R^2 - x^2 - y^2}$, $z_{\text{нр}} = y \operatorname{tg} \beta_0 + b$.

З останньої системи для

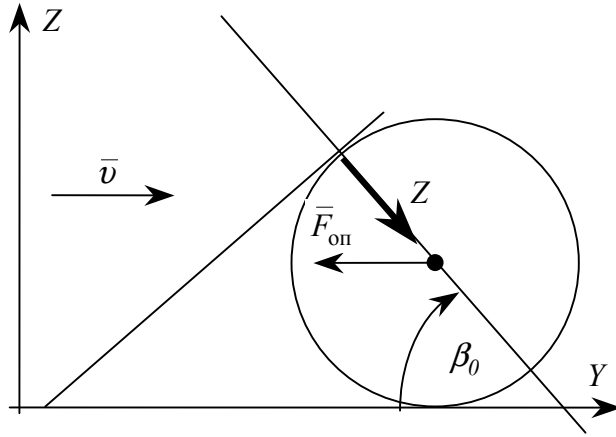


Рисунок 5 – Визначення сили опору при взаємодії грудки з похилим зубом.

довільного фіксованого $x_K \in [0, R]$ маємо

$$y_K = -\sqrt{R^2 - x^2} \sin \beta_0, \quad z_K = \sqrt{R^2 - x^2} \cos \beta_0.$$

Отже, вектор \overline{KO}_I має напрям $\vec{a}_{\overline{KO}_I} (\sin \alpha, \cos \alpha \sin \beta_0, -\cos \alpha \cos \beta_0)$, і кут β на рис. 3 б) задається співвідношенням

$$\beta = \arccos(\cos \alpha \cos \beta_0). \quad (11)$$

1.6) Очевидно, що в процесі деформації кут β є змінним і в моменти початку деформації та максимальної деформації він, відповідно, рівний:

$$\cos \beta_1 = \sqrt{1 - x^2 / R^2} \cos \beta_0 \quad \text{та} \quad \cos \beta_2 = \sqrt{1 - x^2 / [R(1 - \nu)]^2} \cos \beta_0.$$

При цьому

$$\begin{aligned} \cos \alpha_1 &= \sqrt{1 - \left(\frac{x}{R \sin \beta} \right)^2} = \frac{\sqrt{R^2 - x^2} \sin \beta_0}{\sqrt{R^2 \sin^2 \beta_0 + x^2 \cos^2 \beta_0}} \\ \cos \alpha_2 &= \sqrt{1 - \left(\frac{x}{R(1 - \nu) \sin \beta_2} \right)^2} = \frac{\sqrt{R^2 (1 - \nu)^2 - x^2} \sin \beta_0}{\sqrt{R^2 (1 - \nu)^2 \sin^2 \beta_0 + x^2 \cos^2 \beta_0}} \end{aligned}$$

і

$$\cos \alpha_{\text{cep}} = \frac{\sin \beta_0}{2} \left(\frac{\sqrt{R^2 - x^2}}{\sqrt{R^2 \sin^2 \beta_0 + x^2 \cos^2 \beta_0}} + \frac{\sqrt{R^2 (1 - \nu)^2 - x^2}}{\sqrt{R^2 (1 - \nu)^2 \sin^2 \beta_0 + x^2 \cos^2 \beta_0}} \right)$$

або

$$\cos \alpha_{\text{cep}} = \frac{\sin \beta_0}{2} \left(\left(\frac{R^2}{R^2 - x^2} - \cos^2 \beta_0 \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{(1 - \nu)^2 R^2}{(1 - \nu)^2 R^2 - x^2} - \cos^2 \beta_0 \right)^{\frac{1}{2}} \right).$$

Враховуючи, що для борони з похилими зубами швидкість наближення зуба до центра фракції визначається рівністю

$$V = V \sin \beta_0 \quad (12)$$

умову руйнування фракції можна записати наступним чином

$$V \sqrt{k m} \cos \alpha_{cep} \sin \beta_0 + \frac{F_{тр} + F_{оп}}{1 - f \operatorname{ctg} \beta} > k R v, \quad (13)$$

де $\beta = \arccos(\cos \alpha_{cep} \cos \beta_0)$.

Отже,

$$P = \frac{2R}{L} \frac{\sqrt{R^2 - x^2}}{\sqrt{R^2 + x^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_0}}, \quad (14)$$

де x визначається з рівняння

$$V \sqrt{k m} \cos \alpha_{cep} \sin \beta_0 + \frac{1}{3} \frac{(0.03 \pi R^2 \sigma_0 + 4 f \pi R^3 g \rho_0) \left(1 - \frac{2\sigma - \sigma_0}{30\sigma_0}\right)}{1 - \frac{f}{\sqrt{\cos^{-2} \alpha_{cep} \cos^{-2} \beta_0} - 1}} - k R v = 0,$$

в якому

$$\cos \alpha_{cep} = \frac{\sin \beta_0}{2} \left[\left(\frac{R^2}{R^2 - x^2} - \cos^2 \beta_0 \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{(1-v)^2 R^2}{(1-v)^2 R^2 - x^2} - \cos^2 \beta_0 \right)^{\frac{1}{2}} \right],$$

$$k = 1.3 \cdot 10^{-3} \frac{\sigma}{R \cdot v}, \quad v = v(\sigma).$$

Значення s та v , а також співвідношення між ними були визначені попередньо і представлені в [1, 2].

Розглянуті гіпотези руйнування грудок будуть справедливі тільки за умови достатньої маси борони.

Масу борони M потрібно вибрати такою, щоб борона руйнувала усі грудки з якими зустрічаються її зуби. Розглянемо самий „несприятливий” випадок: усі n зубів мають одночасне центральне зіткнення з фракціями і останні не руйнуються в наслідок деформації та не вислизують з під зубів. Тобто одиниця ваги борони M/n (вага борони, яка припадає на одну грудку) повинна бути більшою за силу, яка здійснює гранично допустиму деформацію $v_{гр}$ грудки.

Отже, маємо

$$Mg/n > k R v_{гр} \quad \text{або} \quad M \geq n v_{гр} k R / g. \quad (15)$$

Скориставшись програмним забезпеченням «Matcad» і провівши моделювання процесу взаємодії зубів різних типів з агрегатами ґрунту різними за розмірами, технологічними властивостями та при різних конструктивних і експлуатаційних показниках отримуємо графічне зображення залежності якісного показника кришення ґрунту боронами з різними типами зубів (Рис. 6,7) від ряду факторів.

За результатами попереднього літературного аналізу та обмежених експериментальних досліджень найбільш впливовими факторами були прийняті:

- граничний опір ґрунту руйнуванню стисненням (s);
- усереднений радіус фракції ґрунту (R);
- відстань між слідами зубів борони по напрямку руху (L);
- робоча швидкість агрегату (v);
- кут нахилу зубів борони від вертикального положення (β).

Як передбачалося раніше, руйнування агрегатів ґрунту на поверхні поля бороною з прямими зубами відбувається в результаті удару і подальшого тиску з боку зубів на грудки в вертикальній площині, а при роботі борони з похилими зубами в результаті удару та стискання грудок як в вертикальному так і горизонтальному напрямку. За таких умов по вагомості впливу на ймовірність руйнування грудок, на перший план виходить граничний опір ґрунту руйнуванню стисненням s . Так, при роботі звичайної зубової борони, при решті рівних вихідних умов, руйнування грудок можливе тільки в діапазоні зміни s від 0 до $4 \cdot 10^5$ н/м², що може мати місце при обробітку піщаних, супіщаних, легко та середньо суглинкових ґрунтів.

Борони ж з похилими зубами, за умови достатньої їх маси, здатні забезпечувати відповідну ймовірність руйнування грудок по всій величині можливого діапазону зміни s від 0 до $21,5 \cdot 10^5$ н/м². Що свідчить про можливість використання даних борін на самих важких ґрунтах, за характеристикою по механічному складу – до важкої глини.

Так як величина кінетичної енергії, яка передається до грудки і від якої в значній мірі залежить ймовірність руйнування останньої знаходиться в тісному зв'язку зі швидкістю переміщення робочого органу в ґрунті, то для грудок з різним значенням граничного опору руйнуванню є відповідне мінімальне значення швидкості при якому руйнування відбувається в результаті сили удару (на рис.6, це $u = 2,1$ м/с), а до даного значення руйнування відбувається за рахунок стиснення. Така закономірність характерна для борони з прямими зубами, для якої руйнування грудок в більшості випадків відбувається за рахунок удару.

Для борони з похилими зубами руйнування грудок, а отже і значення якісного показника, в меншій мірі залежить від робочої швидкості (рис. 7), так як переважаючим фактором руйнування грудок в даному випадку є їх стиснення, як у вертикальній так і в горизонтальній площині.

Основним конструктивним впливовим фактором для обох типів борін в даному випадку є відстань L між слідами зубів по напрямку руху.

Є очевидним, що зі збільшенням даної відстані ймовірність руйнування грудок знижується. Характер залежності P від L для різних типів борін схожий, але фактичне значення P для борони з похилими зубами на 15÷20% більше.

Другим конструктивним параметром, але характерним тільки для борони з похилими зубами, є кут β нахилу зубів відносно вертикального положення.

Крива, яка характеризує залежність P від β (рис. 7), має екстремум, що припадає на значення кута $\beta \approx 40 \div 45^\circ$. Максимально можливе підвищення значення якісного показника P за рахунок зміни кута β становить близько 15%.

Очевидною, і цілком пояснюваною, також є залежність ймовірності руйнування ґрунту від усередненого радіусу фракції ґрунту (грудки). Мається на увазі максимальний радіус грудок який повинен залишатися на поверхні поля після обробітку. Згідно з агротехнічними вимогами $R = 25$ мм. Згідно з рис. 6,7 при такому значенні R звичайна борона забезпечить значення якісного показника близьке до 0,55, а для борони з похилими зубами понад 0,70.

Проведений аналіз дозволяє зробити загальний висновок про те, що борона з похилими зубами є більш ефективна і адаптована до роботи в різних ґрунтових умовах і на різних експлуатаційних режимах при аналогічних конструктивних параметрах та агротехнічних вимогах.

Найбільш прийнятним і ефективним шляхом підвищення якості виконання технологічного процесу бороною з похилими зубами може бути зменшення відстані L між слідами зубів по напрямку руху борони та врахування оптимального значення кута β нахилу зубів відносно вертикального положення.

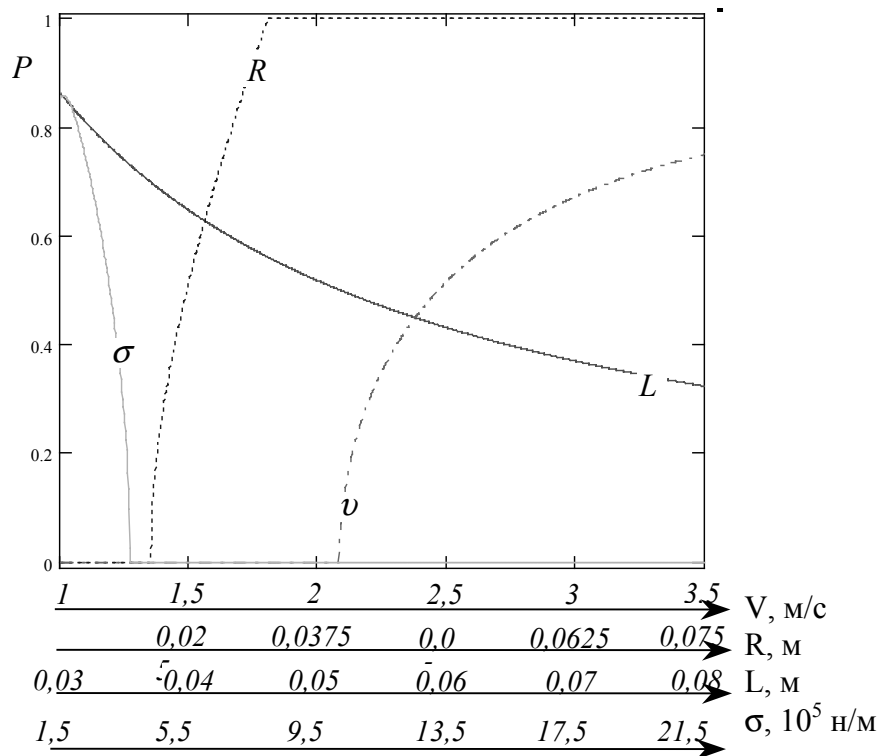


Рисунок 6 – Графічне зображення залежності якісного показника P обробітку ґрунту бороною з прямими зубами від:

- граничного опору ґрунту руйнуванню стисненням ($\sigma, 10^5 \text{ н/м}^2$);
- усередненого радіусу фракції ґрунту $R, \text{ м}$;
- відстані між слідами зубів бороны по напрямку руху $L, \text{ м}$;
- робочої швидкості агрегату $v, \text{ м/с}$.

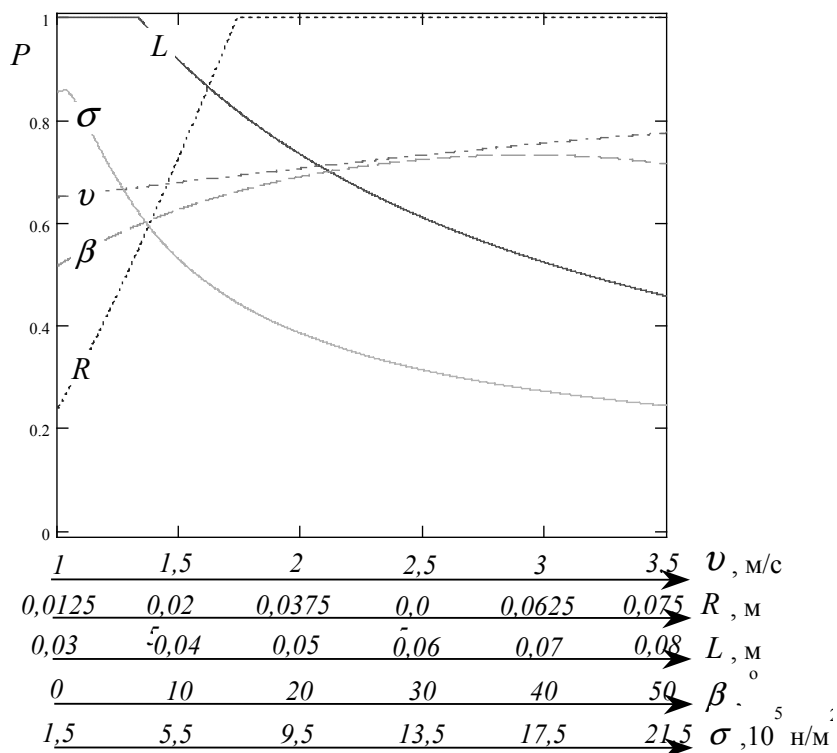


Рисунок 7 – Графічне зображення залежності якісного показника P обробітку ґрунту бороною з плоскими похилими зубами від:

- граничного опору ґрунту руйнуванню стисненням (σ , 10^5 н/м^2);
 - усередненого радіусу фракції ґрунту R , м;
 - відстані між слідами зубів борони по напрямку руху L , м;
 - робочої швидкості агрегату v , м/с;
 - кута нахилу зубів борони відносно вертикального положення β^0 .
- (залежності P від v , R , L , s отримані при $\beta = 50^0$).

Список літератури

1. 1.Сало В.М. Експериментальне визначення залежності твердості різних за механічним складом ґрунтів від їх фізико-механічних властивостей./ праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 1. Том 22..., Мелітополь, 2001., С. 56-61.
2. 2.Сало В.М. Визначення залежності пластичних деформацій ґрунтів від фізико-механічних властивостей./ Збірник наукових праць „Конструювання, виробництва, та експлуатації сільськогосподарських машин”. Випуск 30., Кіровоград, КДТУ, 2001.,с. 43.

В работе представлены содержание и результаты теоретического анализа эффективности процесса дополнительной поверхностной обработки почвы зубовыми боронами с разными конструктивными особенностями, при изменяемых механико-технологических свойствах почвенной среды при условии работы борон в составе комбинированного орудия.

This work dealt with the context and results of the theoretical analyze of the supplementary ground shadowing by toothed harrows with different constructive features, mechanical and technological ground surrounding features of the fixed combined equipment operation.

Можливості підвищення якісних показників дводискових сошників

В статті розглянуто результати лабораторно-польових та польових випробувань удосконалених дводискових сошників, обладнаних нерухомою п'ятою, встановленою в нижній частині міждискового простору. Випробування показали, що запропоновані удосконалення сошника значно поліпшують якість загортання насіння на заданій глибині.

дводисковий сошник, нерухома п'ята сошника, якість загортання насіння

Все більше уваги спеціалістів сільського господарства приділяється якості загортання насіння зернових культур. Адже від цього залежить польова схожість насіння, зменшення норми посіву, втрат при збиранні.

Сучасні конструкції дводискових сошників мають ряд недоліків, вони не виконують вимог до загортання насіння на задану глибину розміщуючи його в різних шарах ґрунту, присипаючи сухим ґрунтом тощо. Це пояснюється впливом внутрішніх поверхонь дисків сошника, які при обертанні захоплюють частинки ґрунту і разом з ними виносять вгору і насіння [1].

Нами були досліджені дводискові сошники з розміщеною всередині їх нерухомою п'ятою (рис. 1). Така конструкція сошника дала можливість змінити напрямок переміщення ґрунтового потоку, усунути відкидання часток ґрунту всередину сошника [1].

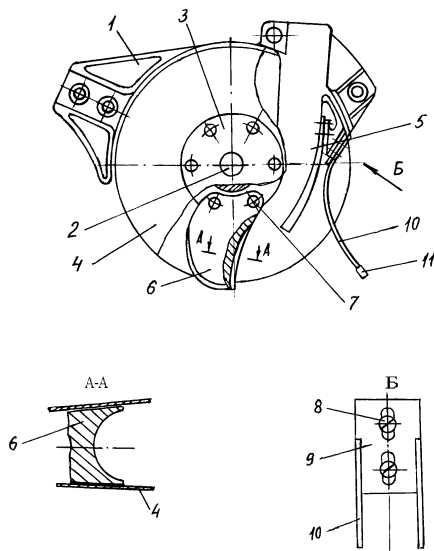


Рисунок 1 – Удосконалена конструкція дводискового сошника

Сошник складається із корпуса 1, в центрі якого на вісі 2 маточинами 3 кріпляться диски 4. В задній частині корпуса 1 встановлена лійка - напрямник 5. В нижній частині корпуса встановлена нерухома п'ята 6, яка кріпиться до корпуса

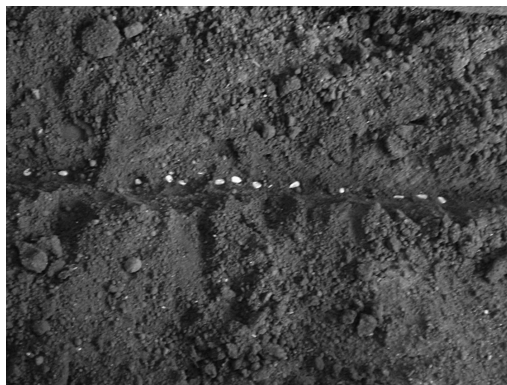
заклепками 7. Передня частина п'яти загострена, а задня частина має поздовжнє заглиблення, утворене радіальними твірними і параболічними напрямними. До задньої частини корпусу гвинтами 8 прикріплена пластина 9 з прутками – загортачами 10. Кінцівки 11 прутків сплюснені в вертикальній площині.

При русі сівалки диски сошника обертаються, попередньо проробляючи борозенку. Завершальну стадію формування борозенки виконує п'ята 6, яка розміщена між дисками в нижній частині сошника. П'ята 6 прорізує борозенку на заданій глибині, ущільнюючи стінки і усуваючи розпушений сошником горбик, який утворюється після проходу дисків. В цю борозенку попадає насіння, яке випадає з лійки – напрямника і по плавній параболічній кривій п'яти 6 чітко попадає на дно борозенки, після чого примусово загортається вологим шаром ґрунту завдяки встановленим за сошником пружинним пруткам, які прикріплені до корпусу сошника. Для регулювання активності процесу загортання борозенки з насінням ґрунтом прутки виконанні регульованими по висоті.

Нами на дослідному полі КНТУ та в фермерському господарстві Рябенко Компаніївського району Кіровоградської області були проведені лабораторні та польові випробування удосконаленого сошника. Показники якості загортання насіння пшениці визначали за ОСТ 70.5.1-82 “Машини посівні” методом замірів етильованої частини рослин. Тип ґрунту - чорнозем глибокий, відносна вологість складала 20-22%. В польових умовах досліди проводили на паровому полі, обробленому культиватором, відносна вологість ґрунту – 22...23%.

Відносна помилка дослідів в лабораторний дослідах складала $\varepsilon = 3...5\%$ при надійності замірів $H=0,70$, в польових умовах – 5...8% при $H=0,55$.

Дослідженнями в лабораторних умовах встановлено, що сошник з розміщеною всередині нерухомою п'ятою значно покращує якість загортання насіння, укладаючи його в односантиметрові шари порівняно з серійним сошником, який укладав насіння в 3-4 таких шарів (фото 1).



а



б

Фото 1 – Розміщення насіння після проходу а) удосконаленого сошника, б) серійного сошника

Рівень рівномірності розміщення по глибині характеризували узагальненим показником, яким є середньоквадратичне відхилення σ , см. В лабораторних умовах при глибині загортання насіння 6 см і швидкостях посіву 8 і 10,5 км/год значення σ для серійного сошника склали відповідно 0,73 і 0,81 см, а для удосконаленого сошника зменшились до 0,33...0,37 см. При цьому не спостерігалось насіння на поверхні поля, а при роботі серійного сошника кількість такого насіння досягала 10...12%. Покращення якості загортання насіння удосконалим сошником було підтверджено лабораторно-польовими випробуваннями на дослідному полі КНТУ, які показали кращі результати по схожості рослин порівняно з серійними сошниками (фото 2).



а – серійним сошником; б – удосконаленим сошником.

Фото 2 – Сходи пшениці на 15 день після посіву

Кількість насіння на заданій глибині при роботі удосконаленого сошника становило 65...72% і порівняно з серійним сошником збільшилась в 2,3 рази (27..32%). Дослідження також показали, що якість загортання насіння залежить і від значного впливу ступеню підготовки поля. Там, де глибина розпушеного шару ґрунту змінюється в значних межах, сошники копіюють ці нерівності і порушують таким чином задану глибину загортання насіння. Цікаво, що для удосконаленого сошника такі нерівності глибини розпушення впливають менше, ніж при роботі серійного сошника.

Польові випробування удосконалених сошників з використанням серійної сівалки СЗ-3,6А, на якій на місці тринадцятого і чотирнадцятого сошників були встановлені експериментальні робочі органи. Дані досліджень показують, що компактність загортання насіння удосконаленими сошниками була на 35...39% кращою порівняно з серійними сошниками, про що свідчать і дані сходів рослин. Зі збільшенням швидкості роботи сівалки з 7 до 10,5 км/год середня глибина загортання зменшилась незначно (на 1,3...1,5 см).

Таким чином, випробування показали, що удосконалений сошник зернової сівалки значно покращує рівномірність розподілення насіння за глибиною та загортання його в більш вологі шари ґрунту і забезпечує кращу якість сходів.

Список літератури

1. Любушко Н.И. Перспективы создания и производства посевных машин. –Мех. и эл. с.х., 2000г., №5, С. 14...16
2. Двотарный сошник. Позитивне рішення за заявкою №20041109575 від 12.07.2005. Автори Шмат С.І., Матвеев К.Д., Резніченко В.А.

В статье рассмотрены результаты лабораторно-полевых и полевых испытаний усовершенствованных двухдисковых сошников, оборудованных неподвижной пятой, установленной в нижней части между дискового пространства. Испытания показали, что предложенные усовершенствования сошника значительно улучшают качество заделки семян на заданной глубине.

In clause the results of laboratory-field and field tests advanced two-disk ploughshare, equipped immovable by fifth, established in the bottom part between disk space are considered. The tests have shown, that the offered improvements ploughshare considerably improve quality seeding grain on the given depth.

Обґрунтування робочої поверхні прикочуючого котка бурякової сівалки

Важливу роль в процесі посіву цукрових буряків відіграє прикочування висіяного насіння котком посівної секції. В процесі роботи прикочуючий коток повинен забезпечувати підтягування капілярної вологи до насіння і оптимальні умови для його проростання, а саме прикочування насіння по обидва боки борозни та залишати над насінням шар неуцільненого ґрунту.

сприятливі умови проростання, прикочуючий коток, процес роботи котка

Згідно агротехнічних вимог до посіву насіння цукрових буряків повинно бути вкладене на ущільнене насіннєве ложе, а для підтягування капілярної вологи прикочене котком секції бурякової сівалки, причому ущільнена зона повинна знаходитись по обидва боки від насінини і не перевищувати $1,1-1,2 \text{ г/см}^3$. Для можливості стрімкого вільного проростання рослин безпосередньо над насінниною повинен знаходитись неуцільнений шар дрібно-грудкуватого ґрунту. Але сучасні конструкції прикочуючих котків секцій бурякових сівалок вказані вимоги не виконують.

Експериментальні дослідження в роботі [1] підтверджують наявність полів напружень і деформацій внутрішнього ґрунтового масиву під дією ґрунтообробних машин, в результаті чого можна стверджувати, що характер їх розподілення є основною характеристикою процесу прикочування насіння цукрових буряків. Тому для виконання умов агротехніки необхідно, щоб профіль робочої поверхні прикочуючого котка міг забезпечити необхідну конфігурацію полів напружень і деформацій, які в свою чергу впливають на формування щільності ґрунту в місці залягання насіння.

Якість ущільнення ґрунту прикочуючим котком бурякової сівалки залежить передусім від деформативних властивостей як котка так і ґрунту. Аналіз досліджень таких вчених, як Кушнар'ов А.С., Рожков П.Н., Бауков А.В., Чубарін М.І., Глуховський В.С., Кравченко В.І та ін. [2,3,4,5,6], які були проведені по визначенню закономірностей поведінки ґрунту при прикочуванні різними типами котків показав, що основними факторами, які впливають на вказаний процес, є конструктивні особливості робочого органу та фізико – механічні властивості ґрунту. Але на сьогоднішній день не створено прикочуючого котка, який би в повній мірі задовольняв вимоги агротехніки до прикочування насіння цукрових буряків, тому необхідні додаткові дослідження по обґрунтуванню поверхонь прикочуючих котків.

Для математичного описання процесу взаємодії прикочуючого котка з ґрунтом та отримання картин розподілення полів напружень і деформацій можна використати методи механіки суцільного середовища. Дослідження в механіці суцільних середовищ показують, що гіпотеза суцільності не приводить до великих відхилень від результатів експериментальних досліджень. При достатньо великому об'ємі деформованого матеріалу поля напружень і деформацій, побудованих як на гіпотезі суцільності, так і на гіпотезі дискретної будови матеріалу, мають однакові рішення. Ґрунт можна вважати суцільним квазіоднорідним середовищем, поведінку якого під навантаженням визначає співвідношення напружень, деформацій та їх похідними за часом.

Для забезпечення вимог агротехніки нами розроблений теоретичний профіль [7] удосконаленого прикочуючого котка (рис. 2), який представляє собою криву, що

складається із декількох простих елементів з плавним переходом по ширині захвату котка. Кожен елемент призначений для виконання визначеної функції. Оскільки над насінною повинен знаходитись неущільнений шар ґрунту, то посередині ширини захвату котка виконується радіальна впадина. При аналізі роботи конусних котків [4] було з'ясовано, що при їх заглибленні максимальні напруження виникають на кінці конуса котка, плавно зменшуючись до поверхні ґрунту. Використовуючи конусний елемент, була утворена внутрішня конфігурація профілю котка, кінці конусної поверхні заокруглювались для більш плавного розподілу напружень в ґрунті. Оскільки в процесі експлуатації прикочуючих котків з металевим каркасом було виявлено ряд недоліків в їх роботі, то в процесі проектування конструкції нового робочого органу нами була надана перевага шині атмосферного тиску.

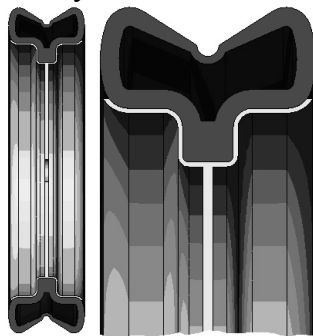


Рисунок 2 – Удосконалений прикочуючий коток

Процес ущільнення ґрунту котками в основному відбувається без порушення його граничної рівноваги і в першу чергу висуваються властивості пружності, тому дослідження напруженого стану під час цієї фази можна звести до задачі про взаємодію двох лінійно – деформованих тіл, які мають різну жорсткість. Рішення цієї задачі дозволить обґрунтувати поперечну форму прикочуючого котка і його технологічні параметри. Взаємодію котка з ґрунтом можна уявити як процес стискування двох лінійно-деформуючих тіл, що мають різні модулі деформації.

В силу симетрії просторову задачу взаємодії котка з ґрунтом можна звести до розв'язання двох плоских задач, в яких форми стискуваних тіл описуються функціями:

$$y_1 = f_1(x) \text{ і } y_2 = f_2(x),$$

причому

$$y = y_1 + y_2 = f_1(x) + f_2(x). \quad (1)$$

На ділянках дотику $y = 0$:

$$f_1(x) + f_2(x) = 0. \quad (2)$$

В результаті стискування тіла набувають деякого переміщення вздовж y : α_1 і α_2 .

Тоді $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ є зближенням між стиснутими тілами.

Крім зазначених переміщень спостерігаються і пружні переміщення U_1 і U_2 вздовж осі Ox . Остаточно повне пружне переміщення вздовж осі Oy дорівнює:

$$V_1 + V_2 = \alpha - f_1(x - U_1) - f_2(x - U_2). \quad (3)$$

У випадку малих переміщень вздовж осі Ox маємо:

$$f_1(x - U_1) \approx f_1(x) \text{ і } f_2(x + U_1) \approx f_2(x).$$

звідки:

$$V_1 + V_2 = \alpha - f_1(x) - f_2(x). \quad (4)$$

Будемо вважати переміщення всіх точок ділянки контакту рівними і, нехтуючи тертям, розглядаємо ґрунт як лінійно-деформовану напівплощину, до границі якої прикладено нормальний тиск $P(x)$. Передусім використовуємо класичну, відому в теорії пружності, задачу Фламена [8].

Виділимо на ділянці контакту елементарний відрізок від точки $x = t$ до $x = t + dt$, на якому діє сила $P(t)dt$.

Під впливом зосередженої сили P переміщення на границі ділянки контакту дорівнює:

$$V = -\nu P \ln \frac{1}{|t-x|} + C, \quad (5)$$

де C - стала;

$|t-x|$ - відстань між точками осі Ox з абсцисами x і t ;

ν - деформаційна стала, що характеризує деформаційні властивості ґрунту:

$$\nu = \frac{2}{\pi E_0} (1 - \mu^2), \quad (6)$$

де E_0 - модуль деформації (в плоскій задачі модуль деформації має розмірність Н/м²);

μ - коефіцієнт бічного розширення.

За даними які отримані експериментальним шляхом [4,11,12,13] можна прийняти такі значення деформаційних властивостей ґрунту: модуль деформації для посівного шару ґрунту (суглинистий чорнозем) який має щільність $\rho = 0,7 \dots 0,9$ кг/м³ та вологість $W = 20\%$ складає $E_0 = 1 \cdot 10^6$ Н/м²; коефіцієнт бічного розширення $\mu = 0,15$.

Останній вираз показує, що E_0 і μ не залежать від переміщення.

Сила $P(t)dt$, що прикладена до границі напівплощини, в точці $x = t$ викликає в ній елементарне переміщення в напрямку дії сили:

$$dV = -\nu P(t) \ln \frac{1}{|t-x|} dt + C. \quad (7)$$

Переміщення V_1 і V_2 на ділянці контакту котка і ґрунту можна визначити за виразами:

$$V_1 = \nu_1 \int_L P(t) \ln \frac{1}{|t-x|} dt + C; \quad (8)$$

$$V_2 = -\nu_2 \int_L P(t) \ln \frac{1}{|t-x|} dt + C. \quad (9)$$

Запропонована форма котка вимагає розгляду випадку, коли контакт стиснутих пружних тіл здійснюється вздовж декількох відрізків вісі Ox (рис. 3):

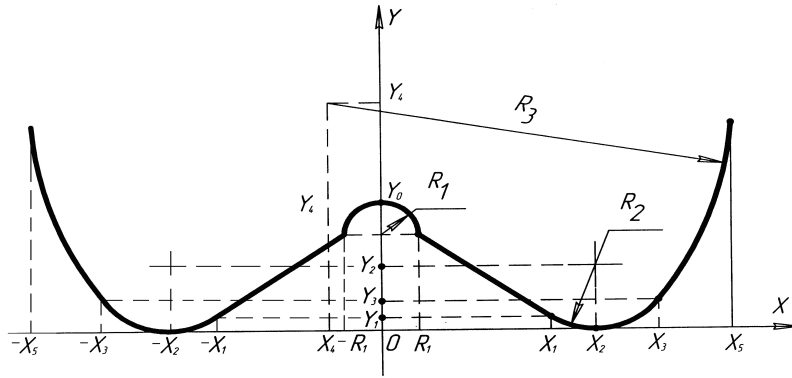


Рисунок 3 – Теоретична крива профілю прикочуючого котка

З рис. 3 можна бачити, що форма котка симетрична відносно осі Oy і описується функцією:

$$y = f(x) = \begin{cases} y_0 - R_1 + \sqrt{R_1^2 - x^2}, & 0 \leq x \leq R_1; \\ y_0 - R_1 + \frac{y_1 - y_0 + R_1}{x_1 - R_1} (x - R_1), & R_1 < x \leq x_1; \\ R_2 - \sqrt{R_2^2 - (x - x_2)^2}, & x_1 < x \leq x_3; \\ y_4 - \sqrt{R_3^2 - (x - x_4)^2}, & x_3 < x \leq x_5. \end{cases} \quad (10)$$

Згідно роботи [8] основне інтегральне рівняння контактної задачі для зазначеного випадку у загальній формі має вигляд:

$$\sum_{m=1}^n \int_{a_m}^{b_m} P(t) \ln \frac{1}{|t-x|} dt = f(x); \text{ де } - a_m < x < b_m, \quad m = \overline{1, n}; \quad (11)$$

Розв'язок рівняння (11) можна подати у вигляді:

$$P(x) = \frac{(-1)^{n-l+1} \left[\frac{1}{\pi} \sum_{m=1}^n (-1)^{n-m} \int_{a_m}^{b_m} \sqrt{\prod_{m=1}^n (t-a_m) \cdot (t-b_m)} \cdot \frac{f'(t) dt}{t-x} + P_{n-1}(x) \right]}{\pi \sqrt{\prod_{m=1}^n (x-a_m) \cdot (x-b_m)}}, \quad (12)$$

де $a_m < x < b_m, \quad m = \overline{1, n};$

$P_{n-1}(x)$ - поліном $n-1$ ступеню:

$$P_{n-1}(x) = C_0 + C_1 x + C_2 x^2 + \dots + C_{n-2} x^{n-2} - p \cdot x^{n-1}; \quad (13)$$

$$p - \text{стискуюча сила, тобто: } p = \sum_{m=1}^n \int_{a_m}^{b_m} P(t) dt \quad (14)$$

$C_0, C_1, C_2 \dots C_{n-2}$ - коефіцієнти поліному $P_{n-1}(x)$.

Оскільки запропонована форма котка є симетричною відносно осі Oy , то враховуючи властивості інтегралів та підставляючи похідну виразу (10) в рівняння (12) та після перетворень остаточно одержуємо:

$$\begin{aligned}
P(x) = \frac{2Q}{\pi^2} & \left[-\frac{x}{\sqrt{R_1^2 - x^2}} \ln \frac{\left| \frac{1}{R_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{R_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} \right)^2 - \left(\frac{b}{b^2 - x^2} \right)^2} \right|}{\left| -\frac{1}{x} - \frac{x}{b^2 - x^2} + \sqrt{\left(-\frac{1}{x} - \frac{x}{b^2 - x^2} \right)^2 - \left(\frac{b}{b^2 - x^2} \right)^2} \right|} + \right. \\
& + \frac{(y_1 - y_0 + R_1)}{(x_1 - R_1)} \ln \frac{\left| \frac{1}{x_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{x_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} \right)^2 - \left(\frac{b}{b^2 - x^2} \right)^2} \right|}{\left| \frac{1}{R_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{R_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} \right)^2 - \left(\frac{b}{b^2 - x^2} \right)^2} \right|} + \\
& + \frac{(x - x_2)}{\sqrt{R_2^2 - (x - x_2)^2}} \ln \frac{\left| \frac{1}{x_3 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{x_3 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} \right)^2 - \left(\frac{b}{b^2 - x^2} \right)^2} \right|}{\left| \frac{1}{x_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{x_1 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} \right)^2 - \left(\frac{b}{b^2 - x^2} \right)^2} \right|} + \\
& \left. + \frac{(x - x_4)}{\sqrt{R_3^2 - (x - x_4)^2}} \ln \frac{\frac{b}{b^2 - x^2}}{\left| \frac{1}{x_3 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{x_3 - x} - \frac{x}{b^2 - x^2} \right)^2 - \left(\frac{b}{b^2 - x^2} \right)^2} \right|} \right] \quad (15)
\end{aligned}$$

де $b = 0,5l$ - напівширина котка;

l - ширина котка;

$Q = \frac{P}{l}$ - сила, яка розподілена на одиницю довжини.

Підставляючи (15) в (8) і (9) маємо:

розподіл деформацій котка

$$V_1(x) = \frac{2}{\pi E_{\sigma 1}} (1 - \mu_1^2) P(x); \quad (16)$$

розподіл деформацій ґрунту

$$V_2(x) = \frac{2}{\pi E_{\sigma 2}} (1 - \mu_2^2) P(x); \quad (17)$$

загальна деформативна функція

$$\Delta V(x) = V_2 - V_1 = \frac{2P(x) [(1 - \mu_2^2) E_{\sigma 1} - (1 - \mu_1^2) E_{\sigma 2}]}{\pi E_{\sigma 1} E_{\sigma 2}}. \quad (18)$$

Рівняння (18) дає повну уяву про роботу системи “коток – ґрунт”.

На рис. 4 наведена теоретична залежність розподілення полів напружень під експериментальним прикочуючим котком.

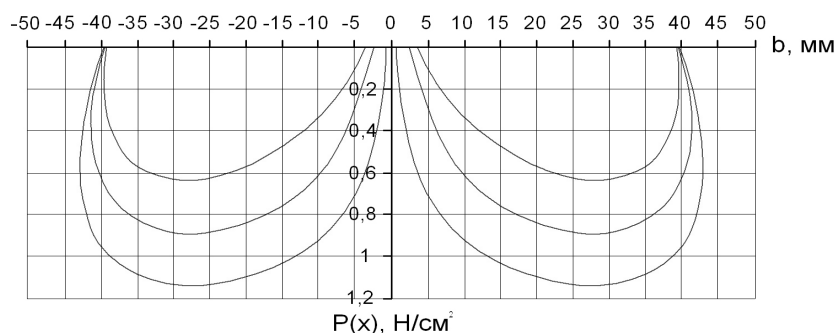
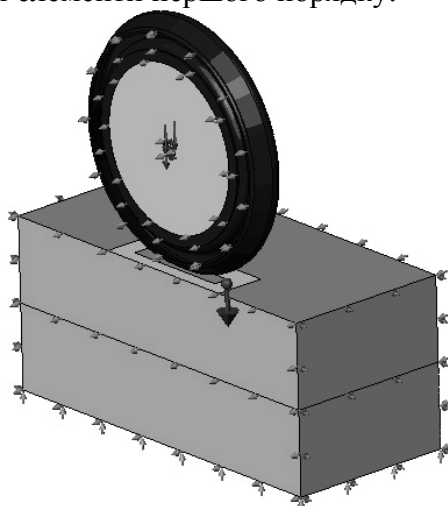
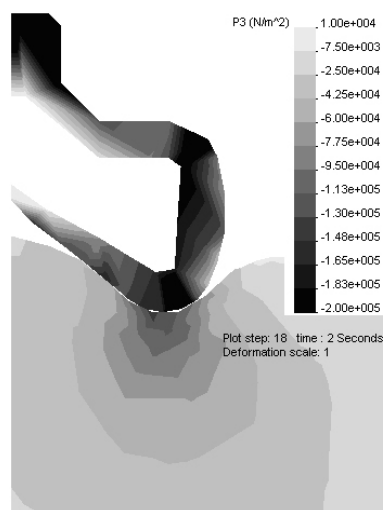


Рисунок 4 – Схема розподілення полів напружень під експериментальним прикочуючим котком

Для підтвердження теоретичних розрахунків нами була розроблена і розрахована за допомогою програмного середовища COSMOSWorks аналітична модель взаємодії прикочуючого котка з ґрунтом (рис. 5). Програмне середовище COSMOSWorks використовує для розрахунку метод кінцевих елементів придатне для моделювання процесів механіки ґрунтів [9,10]. При проектуванні моделі нами були використані наступні положення: ґрунт – це матеріал, який відповідає постулату Друкера – Прагера, котрий описує поведінку сипучих середовищ; прикочуючий коток є веденим, тому обертальний момент до отвору не прикладався; навантаження на прикочуючий коток – власна вага і сила 20 кг, прикладена вертикально до отвору; при побудові сітки кінцевих елементів для задачі механіки ґрунтів використовувались кінцеві елементи першого порядку.



а) аналітична модель взаємодії котка з ґрунтом



б) результати розрахунку в COSMOSWorks

Рисунок 5 – Аналітична модель і результати розрахунку взаємодії прикочуючого котка з ґрунтом

З рис. 5 видно, що характер розподілення полів напружень під експериментальним прикочуючим котком відповідає прийнятій гіпотезі про вплив конструктивних елементів профілю робочого органа на якість виконання технологічного процесу.

Висновки:

1. Аналіз процесу роботи серійних конструкцій прикочуючих котків бурякових сівалок показав, що їхня конструкція не в повній мірі задовольняє вимогам агротехніки до прикочування насіння цукрових буряків.

2. Теоретичні дослідження та аналітичне моделювання взаємодії прикочуючого котка з ґрунтом дали можливість спроектувати і дослідити нову конструкцію робочого органа, який би задовольняв вимогам до прикочування насіння цукрових буряків.

3. Встановлено, що характер розподілення полів напружень та деформацій під вдосконалим прикочуючим котком відповідає вимогам агротехніки і може забезпечити прикочування насіння з обох боків від борозни, залишаючи над насінням неуцільнений шар дрібногрудкуватого ґрунту.

Список літератури

- 1 Дерраф Г.А. Некоторые результаты исследований напряжений в почве. Журнал „Вестник сельскохозяйственной науки”. Алма – Ата, – № 10. – 1966. – С. 87 – 89.
- 2 Рожков П.Н., Бауков А.В., Кушнарев А.С. Обоснование поперечной формы гладких сельскохозяйственных катков. Республиканский межведомственный научно – технический сборник „Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин”, вып. 3. Издательство „Техніка”. Киев, 1973. – С. 18 – 22.
- 3 Глуховский В.С. Разработка научных основ технологии выращивания сахарной свеклы без затрат ручного труда на формировании густоты насаждения: Автореф. дис...д-ра сельхоз. наук: 06.01.14, 05.20.01 / ВНИС. – К., 1982. – 42 с.
- 4 Кушнарев А.С., Кочев В.И. Механико – технологические основы обработки почвы. – К.: Урожай, 1989. – 144 с.
- 5 Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины. М.: Машиностроение, 1972. – 208 с.
- 6 Кравченко В.И. Совершенствование механизма прикатывающих катков пропашной сеялки. // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. - № 3. – С. 59 – 60.
- 7 Прикочуюче колесо сівалки: Пат. № 67554 А Україна, 7 А01В29/04 / Шмат С.І., Артеменко Д.Ю., Воротнюк В.В. (Україна); КДТУ. – № 2003109302; Заявл. 15.10.2003; Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6. – 3 с.
- 8 Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. Гостехиздат. М, 1949. – 270 с.
- 9 Алямовский А.А. SolidWorks / COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
- 10 SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др. – СПб: БХВ-Петербург, 2005. – С. 8 – 162.
- 11 Луканин Ю.В. О линейной деформируемости почв. Ученые записки факультета Пензенского СХИ, вып.8. Пенза, – 1967. С.131 – 145.
- 12 Кушнарев А.С. К методике определения модулей упругости и сдвига почв. Научные труды МИМСХ, т. 17. Мелитополь, 1971. – С. 3 – 16.
- 13 Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). – М.: Агропромиздат, 1990. – 172 с.

Важную роль в процессе прикатывания почвы над высевными семенами сахарной свеклы играет характер распределения полей напряжений и деформаций в результате воздействия рабочего органа определенной геометрической формы. Прикатывающий каток должен обеспечивать прикатывание почвы с двух сторон от рядка и оставлять над семенами участок неуплотненного слоя почвы для свободного прорастания растений. Этим вопросам посвящена настоящая работа.

The important role during a soil packing above seeds of sugar beet which have been sown plays character of distribution of fields of pressure and deformations as a result of influence of a working organ of the certain geometrical form. The covering roller should provide a soil packing from two parties from a line of an arrangement of seeds and leave above them a plot of not condensed layer of soil for free germination of plants. It of a question devotes work.

**М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, доценти, канд. техн. наук,
В.В. Гончаров, доц., канд. фіз–мат. наук, С.М. Мороз, інж.**
Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз руху матеріальної частки по поверхні циліндричної перетинки пруткового решета

Стаття присвячена вирішенню задачі визначення впливу діаметру поздовжньої перетинки пруткового решета та його кута нахилу на характер руху прохідної зернової частки по його поверхні.
пруткове решето, діаметр прутка, зернова частка, вектор, кут повороту, траєкторія руху

Одним із етапів підготовки і насінневого матеріалу і продовольчого зерна є вчасний обробіток отриманого збіжжя зерноочисними машинами. Підвищення продуктивності зерноочисних машин можливе за умови вдосконалення конструкції їх основних робочих органів.

Основною ознакою біологічної цінності зерна є крупність, оскільки робота всіх сепараторів загального призначення, які випускаються промисловими підприємствами і використовуються в сільському господарстві, на сьогоднішній день, полягає у розділенні зернової маси за допомогою решіт під дією сил гравітації або інерції. Найбільшого застосування в конструкціях цих зерноочисних машин набули пробивні решета, які мають низькі технологічні показники. З метою підвищення продуктивності решітних сепараторів проводилися дослідження [3, 5], в результаті яких було встановлено, що ефект досягається зі збільшенням площі „живого перерізу” решета та зміною форми перетину його поздовжніх перетинок, яка повинна прискорювати орієнтацію часток оброблюваного матеріалу відносно отворів сепаруючої поверхні. Для цього авторами пропонується використовувати в якості поверхні сепарації не пробивні решета, а струнні та пруткові.

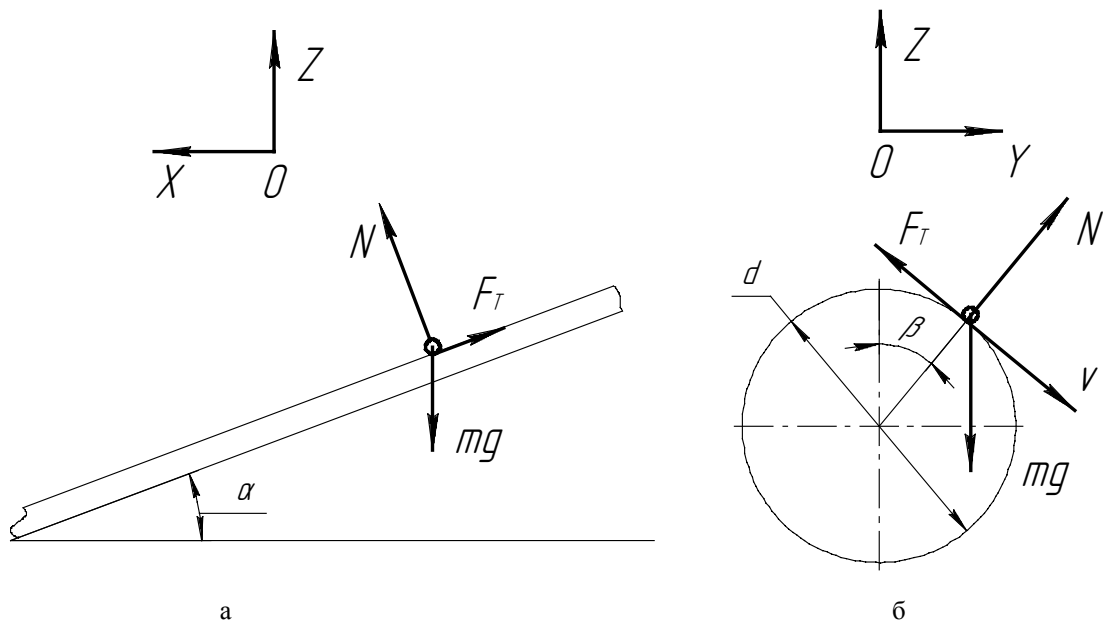
В роботах багатьох вчених [1–5] основну увагу приділено дослідженню зміни положення прохідної частки відносно поздовжніх перетинок із непрохідного (поперечного) у прохідне (поздовжнє). В той же час автори не розглядали рух зорієнтованих часток по поверхні поздовжніх перетинок, вважаючи вочевидь, що вони попадають одразу в канали. Таким чином використовувався спрощений підхід розгляду моделі процесу сепарації на таких решетах.

Метою данної роботи є отримання моделі руху зерна по циліндричним калібруючим перетинкам пруткового решета в умовах розділення матеріала на фракції за розмірами.

Прохідна частка, яка змінила свою орієнтацію відносно каналу, знаходячись тільки на одній перетинці, рухається по циліндричній поверхні останньої. Рух частки є складним, він складається з руху вздовж вісі перетинки і каналів та навколо циліндричної поверхні прутків (рис. 1). Вважатимемо, що частка являє собою матеріальну точку, яка рухається ізольовано.

$$m\bar{V}' = \bar{P} + \bar{N} + \bar{F}_{\text{тер}}, \quad (1)$$

де \bar{V} – швидкість руху;



а – рух поздовж каналів решета; б – рух навколо циліндричної поверхні перетинки решета

Рисунок 1 – Схеми руху зернини по поверхні перетинки решета

\bar{P} – сила тяжіння;

\bar{N} – нормальна складова сили тяжіння;

$|\bar{F}_{тер}| = f \cdot (|\bar{N}| - |\bar{F}_{відц}|)$ – сила тертя;

$\bar{F}_{\dot{a}^2\ddot{a}\ddot{o}}$ – відцентрова сила;

f – коефіцієнт тертя.

Розглянемо дві декартові системи координат: перша $OXYZ$ – осі OX та OY задають горизонтальну площину, вісь OZ – направлена вгору; другу $OX'Y'Z'$ – отримуємо в результаті повороту системи $OXYZ$ на кут α відносно осі OY , вісь OX' направлена в сторону руху частки.

Знайдемо орієнтацію площини, в якій відбувається рух частки в певний момент часу. Ця площина є дотичною площиною до поверхні стержня в точці, яка задається положенням матеріальної точки, і визначається двома кутами: кутом нахилу осі стержня до горизонтальної площини (кут α) та кутовим виміром положення матеріальної точки відносно найвищого положення в поперечному перерізі стержня (кут β). Таким чином, вказана площину отримуємо в результаті двох поворотів площини OXY : перший – поворот площини OXY навколо осі OY на кут α , другий – поворот отриманої площини навколо осі стержня на кут β .

Вектори нормалі \vec{r} , \vec{r}_1 , \vec{r}_2 площини OXY та двох останніх площин в системі координат $OXYZ$ мають вигляд:

$$\vec{n}(0, 0, 1), \vec{n}_1(\sin \alpha, 0, \cos \alpha), \vec{n}_2(\sin \alpha \cos \beta, \sin \beta, \cos \alpha \cos \beta). \quad (2)$$

Запишемо рівняння (1) в проєкціях на осі декартової системи координат $OX'Y'Z'$:

$$\begin{cases} m\vec{V}'_{X'} = \bar{P}_{X'} + \bar{F}_{\dot{a}\dot{a}\ddot{O}}, \\ m\vec{V}'_{Y'} = \bar{P}_{Y'} + \bar{F}_{\dot{a}\dot{a}\ddot{Y}'}, \\ m\vec{V}'_{Z'} = \bar{P}_{Z'} + \bar{F}_{\dot{a}\dot{a}\ddot{Z}'} \end{cases} \quad (3)$$

Для визначення проекцій $\bar{P}_{x'}$, $\bar{P}_{y'}$, $\bar{P}_{z'}$ розкладемо силу тяжіння \bar{P} на складові: в миттєвій площині руху та перпендикулярно до неї:

$$|\bar{P}_\tau| = mg \sin \gamma, \quad |\bar{P}_N| = mg \cos \gamma, \quad (4)$$

де $\cos \gamma = \cos \alpha \cos \beta, \quad \sin \gamma = \sqrt{1 - \cos^2 \gamma}.$ (5)

Вектор \bar{S}_{P_τ} , який задає напрям вектора \bar{P}_τ , визначається наступним чином:

$$\bar{S}_{P_\tau} = \left[\left[\bar{n} \times \bar{n}_2 \right] \times \bar{n}_2 \right]. \quad (6)$$

Підставивши (2) в (6) отримуємо:

$$\bar{S}_{P_\tau} = \sin \alpha \cos \alpha \cos^2 \beta \bar{i} + \sin \beta \cos \beta \cos \alpha \bar{j} - (\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cos^2 \beta) \bar{k}. \quad (7)$$

Знайдемо косинуси кутів, які утворює вектор \bar{S}_{P_τ} , з осями координат системи $OX'Y'Z'$, де $\bar{i}' = \cos \alpha \bar{i} - \sin \alpha \bar{k}$, $\bar{j}' = \bar{j}$, $\bar{k}' = \sin \alpha \bar{i} + \cos \alpha \bar{k}$:

$$\text{а) } \cos(\bar{S}_{P_\tau}, \bar{i}') = \frac{(\bar{S}_{P_\tau} \cdot \bar{i}')}{|\bar{S}_{P_\tau}| \cdot |\bar{i}'|} = \frac{\sin \alpha}{|\bar{S}_{P_\tau}|};$$

$$\text{б) } \cos(\bar{S}_{P_\tau}, \bar{j}') = \frac{(\bar{S}_{P_\tau} \cdot \bar{j}')}{|\bar{S}_{P_\tau}| \cdot |\bar{j}'|} = \frac{\sin \beta \cos \beta \cos \alpha}{|\bar{S}_{P_\tau}|};$$

$$\text{в) } \cos(\bar{S}_{P_\tau}, \bar{k}') = \frac{(\bar{S}_{P_\tau} \cdot \bar{k}')}{|\bar{S}_{P_\tau}| \cdot |\bar{k}'|} = \frac{-\sin^2 \beta \cos \alpha}{|\bar{S}_{P_\tau}|};$$

тут $|\bar{S}_{P_\tau}| = \sqrt{\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}.$ (8)

Таким чином сили, що діють на частку відносно осей координат

$$P_{x'} = |\bar{P}_\tau| \cos \alpha_{x'} = \frac{mg}{|\bar{S}_{P_\tau}|} \sin \gamma \sin \alpha$$

$$P_{y'} = |\bar{P}_\tau| \cos \alpha_{y'} = \frac{mg}{|\bar{S}_{P_\tau}|} \sin \gamma \sin \beta \cos \beta \cos \alpha. \quad (9)$$

$$P_{z'} = |\bar{P}_\tau| \cos \alpha_{z'} = -\frac{mg}{|\bar{S}_{P_\tau}|} \sin \gamma \sin^2 \beta \cos \alpha$$

Визначимо силу тертя. Очевидно, що

$$\bar{F}_{\text{тер}} = f \cdot \left(mg \cos \gamma - \frac{V_{y'}^2 - V_{z'}^2}{R} \cdot m \right) \cdot \bar{S}_{\text{тер}}, \quad (10)$$

де $\bar{S}_{\text{тер}} = -\frac{V_{x'}}{|V|} \bar{i}' - \frac{V_{y'}}{|V|} \bar{j}' - \frac{V_{z'}}{|V|} \bar{k}'$, значення $\cos \gamma$ визначене в (6);

$V_{x'}$, $V_{y'}$, $V_{z'}$ – проекції вектора швидкості \bar{V} на відповідні осі системи координат $OX'Y'Z'$.

Зміна кута β визначається рівнянням

$$\bar{\beta} = \frac{\sqrt{V_{y'}^2 + V_{z'}^2}}{R}. \quad (11)$$

Частка буде рухатись по циліндричній поверхні при виконанні умови

$$g \cos \gamma - \frac{V_{y'}^2 + V_{z'}^2}{R} \geq 0. \quad (12)$$

Якщо ж в деякий момент часу $t = t_{cx}$ умова (11) порушується, тобто має місце нерівність

$$g \cos \gamma - \frac{V_{y'}^2 + V_{z'}^2}{R} < 0,$$

то частинка відривається або сходить з циліндричної поверхні і переходить в стан вільного падіння.

Отже, з (2)–(12) витікає, що задача знаходження траєкторії частки при русі по циліндричній поверхні зводиться до розв'язування системи рівнянь:

а) до сходу з стержня $t \leq t_{cx}$:

$$\begin{cases} \bar{V}_{x'} = g \cdot \frac{\sin \gamma \cdot \sin \alpha}{\sqrt{\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}} - f \cdot \left(g \cdot \cos \gamma - \frac{V_{y'}^2 + V_{z'}^2}{R} \right) \cdot \frac{V_{x'}}{|V|}, \\ \bar{V}_{y'} = -g \cdot \frac{\sin \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}} - f \cdot \left(g \cdot \cos \gamma - \frac{V_{y'}^2 + V_{z'}^2}{R} \right) \cdot \frac{V_{y'}}{|V|}, \\ \bar{V}_{z'} = -g \cdot \frac{\sin \gamma \cdot \sin^2 \beta \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}} - f \cdot \left(g \cdot \cos \gamma - \frac{V_{y'}^2 + V_{z'}^2}{R} \right) \cdot \frac{V_{z'}}{|V|}, \\ \bar{\beta} = \frac{\sqrt{V_{y'}^2 + V_{z'}^2}}{R} \end{cases}, \quad (13)$$

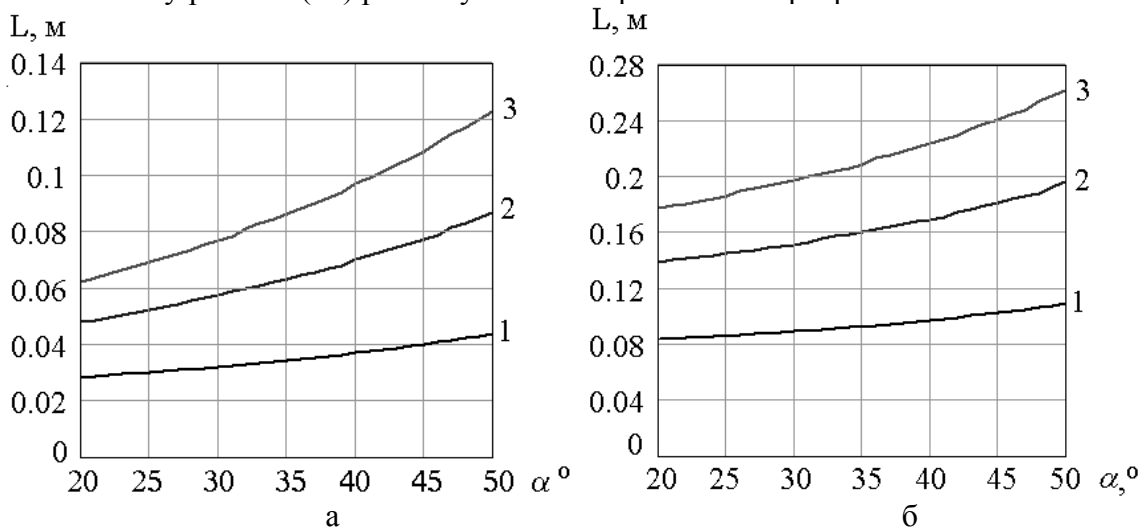
$$V_{x'} = V_{ox}, \quad V_{y'} = V_{z'} = 0, \quad \beta = \beta_0 \quad \text{при } t=0, \quad (14)$$

б) після сходу з стержня ($t > t_{cx}$):

$$\begin{cases} \bar{V}_{x'} = g \cdot \sin \alpha \\ \bar{V}_{y'} = 0, \\ \bar{V}_{z'} = g \cdot \cos \alpha \end{cases}, \quad (15)$$

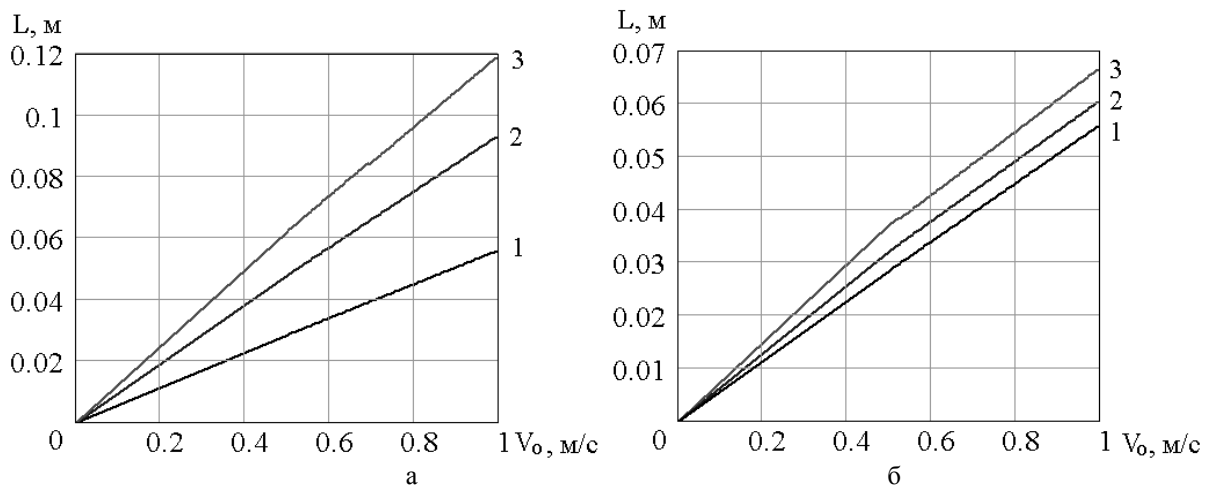
$$V_{x'} = V_{x'cx}, \quad V_{y'} = V_{y'cx}, \quad V_{z'} = V_{z'cx} \quad \text{при } t=t_{cx}. \quad (16)$$

Систему рівнянь (13) розв'язуємо з використанням програми MathCAD.



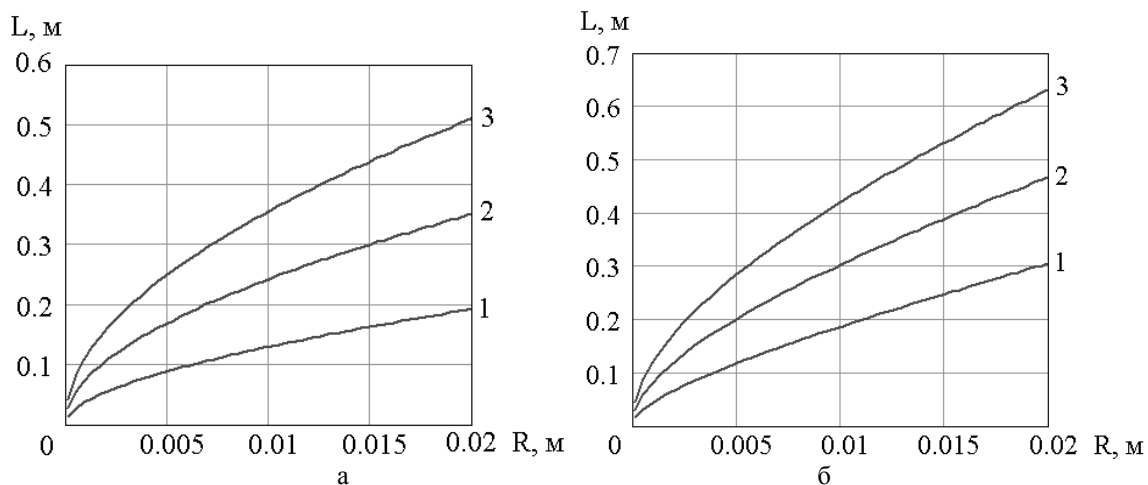
1 – $R=0,5$ мм; 2 – $R=1,5$ мм; 3 – $R=2,5$ мм; а – $V_0=0,5$ м/с; б – $V_0=1,5$ м/с

Рисунок 2 – Вплив кута нахилу решета на довжину шляху сходу зернової частки з поверхні його поздовжньої перетинки



а – при куті нахилу перетинки $\alpha = 20^\circ$; 1 – $R = 0,5$ мм; 2 – $R = 1,5$ мм; 3 – $R = 2,5$ мм; б – при радіусі $R = 0,5$ мм; 1 – $\alpha = 20^\circ$; 2 – $\alpha = 30^\circ$; 3 – $\alpha = 40^\circ$

Рисунок 3 – Вплив початкової швидкості руху зернової частки на довжину шляху її сходу з поверхні поздовжньої перетинки решета



а, б – відповідно за початкової швидкості руху 0,5 м/с та 1,5 м/с; 1, 2, 3 – відповідно кути нахилу стержня щодо горизонту 20° , 30° та 40°

Рисунок 4 – Вплив радіуса поздовжньої калібруючої перетинки на довжину шляху сходу частки

Аналізуючи графіки залежностей сходу частки з поверхні циліндричної перетинки необхідно відмітити, що на довжину шляху сходу L та час, необхідний для цього, впливають кут нахилу поверхні α , початкова швидкість руху самої частки v_0 та діаметр перетинки $D = 2R$. Причому зі збільшенням кута нахилу поверхні чи початкової швидкості руху частки, збільшується шлях, що вона проходить, і час на її схід з поверхні перетинки. Радіус перетинки впливає на кут β та час сходу частки з неї. Так зі збільшенням радіусу збільшується відцентрова сила, яка відриває частку від поверхні перетинки, зменшуючи при цьому кут сходу β та збільшуючи час на це.

Таким чином, на основі проведеного аналізу одержано аналітичну модель руху матеріальної частки по циліндричній поверхні калібруючих перетинках пруткових решіт, яка пов'язує вплив їх основних параметрів з довжиною решета, необхідною для виділення прохідних часток зернової суміші. встановлено, що підвищення початкової швидкості руху частки, кута нахилу решета та діаметра поперечного перерізу

калібруючих перетинок збільшують довжину решета, необхідну для розділення зернової суміші на фракції за розмірами.

Список літератури

1. Иванов Н.М. Траектория движения зерна на струнном коническом решете //Повышение эффективности процессов послеуборочной обработки зерна и переработки кормов /НТБ ВАСХНИЛ, С.О. – Новосибирск. – 1986. – Вып. 26. – С. 34–39.
2. Иванов Н.М. Ориентация зерновки на продольных перемычках конического решета //Индустриальные технологии и перспективные рабочие органы машин для послеуборочной обработки зерна: Сб. научн. тр. /ВАСХНИЛ, С.О. – Новосибирск. – 1986. – С. 79–85.
3. Климок А.И. Взаимодействие проходных частиц с продольными перемычками прямоугольных отверстий решета //Совершенствование технологии и организации уборки и послеуборочной обработки зерна: Сб. научн. тр. ВАСХНИЛ, С.О. –Новосибирск. –1983. – С.55–70.
4. Климок А.И., Иванов Н.М. Экспериментальные исследования процесса движения частицы на решете //Совершенствование технологии и организации уборки и послеуборочной обработки зерна: Сб. научн. тр. ВАСХНИЛ, С.О. –Новосибирск. –1983. –С. 71–78.
5. Климок А.И. Обоснование оптимального профиля рабочей поверхности решета //Тр. ЧИМЭСХ. – Челябинск. –1973. –Вып. 62, с. 82–89.

Статья посвящена решению задачи определения влияния диаметра продольной перемычки пруткового решета и его угла наклона на характер движения проходной зерновой частицы по его поверхности.

The article considers the way of determination of diameter influence of sieve small twig longitudinal membrane and its slope angle on the character of corn part moving on its surface.

Біоконверсія соломи із виробництвом гливи звичайної

Аналіз впливу біоконверсії органічної сировини із виробництвом їстівних грибів гливи звичайної на ефективність агроценозів.

агроценоз, біоконверсія, ґрунт, солома, субстрат, гриби

Без удобрення щорічні втрати гумусу в сівозміні становлять в середньому від 0,5 до 1 т/га. Найбільш відомими дієвими агротехнічними заходами відновлення запасів органічної речовини ґрунту є залишення на полі післяжнивних решток, соломи, зелених добрив, внесення органічних добрив [1].

Отже, з метою отримання високих та стійких врожаїв сільськогосподарських культур необхідно забезпечити природний кругообіг органічної сировини агроценозів та етапи її проходження від початку розкладу органічної сировини до утворення гумусу, обравши для цього технологічно та економічно обґрунтований комплекс заходів.

Одним із найпростіших методів поповнення вмісту органічної речовини в ґрунті є використання незернової частини врожаю (солома, солома та ін.). У соломі в середньому міститься близько 0,5 % азоту, 0,25 % фосфору, 0,8 % калію а також інші елементи. Солома містить також 35 – 40 % вуглецю в формі різних органічних сполук і є важливим джерелом цього елемента для утворення гумусу та вуглекислоти для живлення рослин. Але поряд з цим при використанні соломи в якості органічного добрива можливе зниження врожаю. Це пов'язано з іммобілізацією мікрофлорою ґрунтових запасів азоту і зв'язуванням його на певний час у недоступні для рослин форми. Отже, при використанні соломи в якості органічного добрива необхідно тимчасові втрати азоту компенсувати додатковим внесенням його в кількості 7 – 10 кг на 1 т соломи у формі мінеральних добрив [6].

Даний метод, безперечно, поліпшує гумусний баланс, фізичні, хімічні та біологічні властивості ґрунту, проте залишення соломи на поверхні поля, з послідовним її подрібненням та заорюванням, сприяє засміченню його бур'янами, розповсюдженню хвороб та шкідників, ускладнює процес обробітку ґрунту.

При зазначеному методі біологічна конверсія органічної сировини повністю відбувається за рахунок ґрунтової мікрофлори.

Іншим, більш ефективним, варіантом використання незернової частини врожаю (переважно соломи) є застосування її в якості підстилки при утриманні худоби та птиці. Підстилка має значне агрономічне значення. Вона сприяє збільшенню виходу гною, поглинає рідкі його форми та аміачний азот. З нею потрапляє до гною додаткова кількість поживних речовин, які під дією мікробіологічних процесів перетворюються у більш доступні для рослин форми [6].

Гній поліпшує фізико-хімічні властивості ґрунту, його водний та повітряний режими, підвищує вміст гумусу, кальцію, зменшує кислотність ґрунту, посилює його біологічну активність і сприяє підвищенню родючості. Завдяки цьому ріст та розвиток рослин проходить у кращих умовах [1].

При зазначеному методі початкова стадія біологічної конверсії органічної речовини (гідроліз) відбувається в місці її зволоження (тваринницькі приміщення, пташники), а наступні – під дією ґрунтової мікрофлори при внесенні в ґрунт.

Оскільки в підстилковому гної та посліді відсутнє оптимальне співвідношення вуглецю та азоту то вміст засвоюваного рослинами азоту в ґрунті зменшується, що зумовлено швидким ростом ґрунтової мікрофлори, для живлення якої недостатньо розчинних форм азоту в підстилковому гної, і вона поглинає азот із ґрунту [6].

Найменш поширеним методом біоконверсії органічної сировини є компостування або спонтанна ферментація, під час якої проходить гідроліз полісахаридів на моносахариди та мікробіологічний синтез бактеріями та актиноміцетами колоїдних речовин на основі лігніну з утворенням лігніно-гумінового комплексу. У компостах поживні речовини перетворюються в найбільш засвоювану рослинами форму. Ефективність компостів на 8-10 % вища порівняно з підстилковим гноєм та послідом [10]. Крім того, дози внесення компосту, як правило, вдвічі менші, що скорочує транспортні витрати, але виробництву компостів не приділяється достатньої уваги, відсутні проектні рішення майданчиків для компостування та технічні засоби для його проведення [2].

Проходження великої частини ґрунтоутворних процесів в природі обумовлено життєдіяльністю мікроорганізмів із світу рослин зокрема мікроскопічних грибів. Гриби здатні руйнувати досить складні органічні сполуки відходів рослинного та тваринного походження. Оскільки до складу відходів рослинного походження входять біологічні полімери, то розклад та мінералізація цих речовин ґрунтовими грибами має виключно важливе значення в загальній біологічній конверсії органічної сировини. Ґрунтові гриби здатні руйнувати білки, складові частини ґрунтового перегною, та брати участь в структуруванні ґрунту, що має важливе значення для підвищення її родючості. В процесі життєдіяльності ґрунтових мікроміцетів утворюються фізіологічно активні речовини, які стимулюють ростові процеси у рослин [4].

В умовах дефіциту продовольчого білка, високої вартості м'ясних продуктів велику харчову цінність здобувають плодові тіла грибів різних видів, в тому числі гливи звичайної [4].

Біоконверсія органічної сировини агроценозів у штучних умовах із вирощуванням їстівних грибів забезпечує проведення всіх початкових її стадій без участі ґрунтової мікрофлори і дає змогу максимально прискорити процес утворення первинного гумусу з органічної сировини [2]. При цьому при проходженні всіх стадій біологічної конверсії, які передують внесенню органічної сировини в ґрунт, мікробіологічний синтез забезпечується не ґрунтовими мікроскопічними грибами, а їстівними шапковими грибами. Це дає можливість здійснювати біоконверсію органічної сировини в умовах, наближених до оптимальних, для кожного виду мікрофлори, а також отримувати додаткову білкову продукцію – гриби [3].

Метою дослідження є розробка та проведення аналізу схеми біологічної конверсії органічної сировини агроценозів з вирощуванням грибів гливи звичайної.

Структурна схема біологічної конверсії органічної сировини агроценозів при виробництві грибів гливи звичайної доцільно проводити в наступній послідовності, з дотриманням всіх біотехнологічних параметрів (рис. 1).

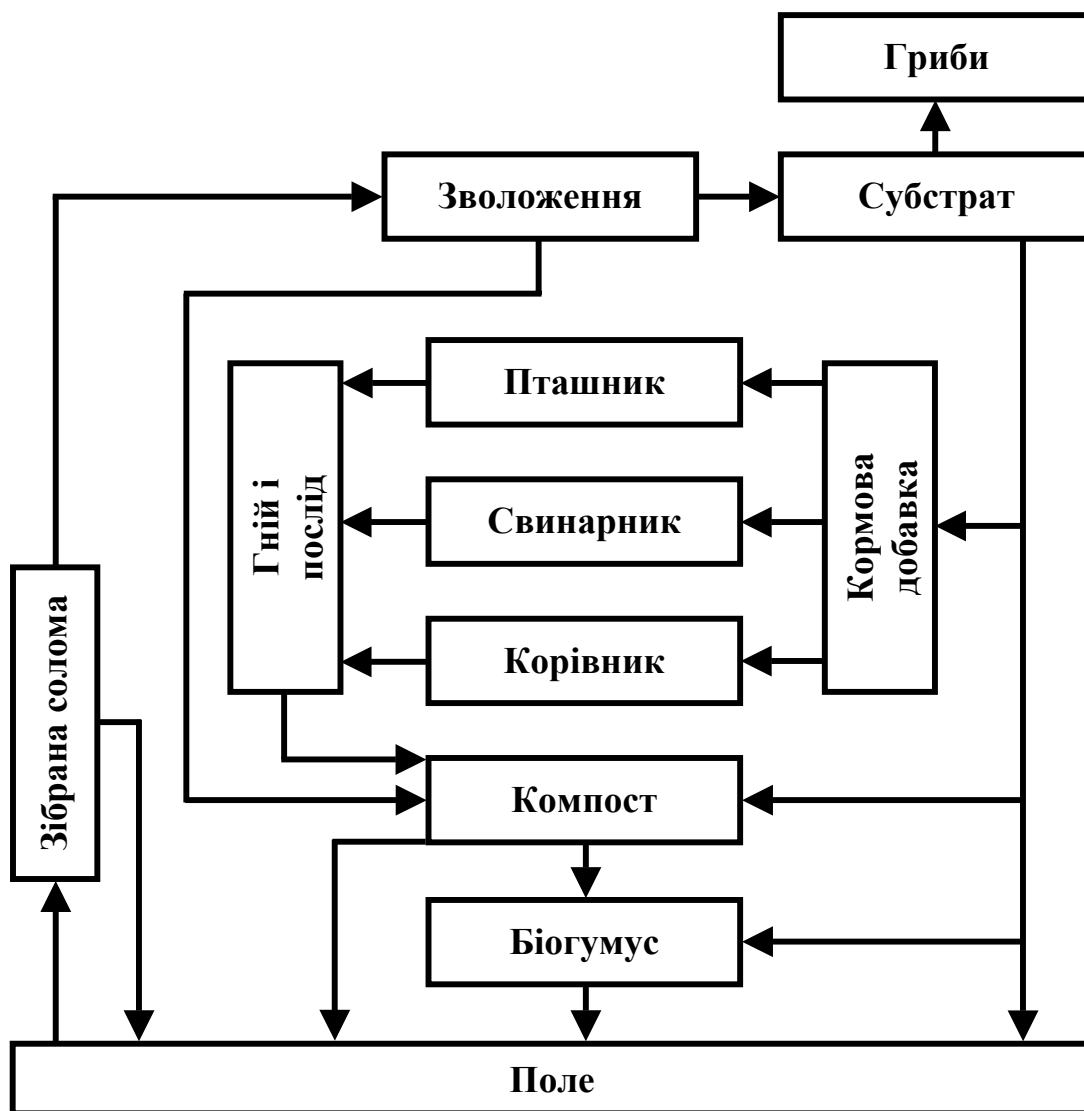


Рисунок 1 – Структурна схема біоконверсії органічної сировини при виробництві гливи звичайної

Так як глива звичайна являється одним із первинних агентів розкладу, вона може безпосередньо руйнувати матеріали, які містять целюлозу або лігнін без хімічної або біологічної підготовки. Тому субстратом для вирощування гливи звичайної можуть бути різні матеріали рослинного походження (солома зернових та зернобобових культур, стебла та стержні качанів кукурудзи та ін.), використовують також суміші різних матеріалів. При збиранні зернових культур на полях залишається велика кількість незернової частини врожаю (солома, полова та ін.), яка, в переважній більшості, при проходженні через молотильні пристрої зернозбиральних комбайнів подрібнюється до технологічно передбачених фракцій. У разі перевищення розмірів фракцій січки соломи необхідно проводити додаткове подрібнення за 1 – 2 дні або в день використання на фракції довжиною 1 – 5 см стаціонарними подрібнювачами [7, 9]. При збиранні врожаю необхідна кількість соломистих матеріалів (з урахуванням потреби до наступного врожаю) транспортується візками до приміщень або на майданчики для зберігання.

Порція соломистих матеріалів, необхідна для разового завантаження пастеризаційної камери, подається з основного місця зберігання до місця її зволоження до відносної вологості 65 – 70 %. Січку соломи для цього вміщують до камери (басейн,

ємність) і заливають водою з розрахунку на одну вагову частину соломи три частини води. Для зволоження до необхідної вологості січки замоченої в холодній воді необхідно 2 – 3 дні, в гарячій воді – декілька годин. При замочуванні соломи проходить перша стадія біологічної конверсії органічної сировини – гідроліз, при якому відбувається розклад полісахаридів на дисахариди.

Одним із найвідповідальніших етапів у виробництві субстрату є термообробка для подавлення в ньому життєдіяльності мікроорганізмів, які в подальшому можуть стримувати розвиток грибів гливи звичайної. При інтенсивному культивуванні гливи використовують переважно один із різновидів термообробки субстрату – пастеризацію, яку здійснюють в спеціальних пастеризаційних камерах. Субстрат після завантаження в камеру нагрівають до температури 60°C парою, яка поступає з парогенератора, та забезпечують стійку та тривалу рециркуляцію повітря за допомогою вентилятора. Тривалість пастеризації великою мірою впливає на якість субстрату. Оптимальна тривалість пастеризації субстратів, приготовлених із соломи всіх видів злакових культур складає 48 – 72 години. Після термічної обробки субстрат інокують посівним міцелієм та пакують перфоровані поліетиленові мішки. Рекомендується використовувати мішки, з технологічно заданими параметрами: діаметр мішків повинен становити 20 – 40 см, висота – 60 – 80 см та вміщувати 10 – 20 кг субстрату [9].

Інокуляцію субстрату міцелієм гливи здійснюють за звичай одночасно з завантаженням його в ємності, де на шар ущільненого субстрату наносять шар зернового міцелію. Але більш доцільно посівний матеріал рівномірно змішувати з субстратом, суміш ущільнювати та пакувати у поліетиленові мішки циліндричної форми, використовуючи для цього ущільнювачі, у разі їх відсутності – вручну [9].

У грибів гливи звичайної є своя характерна особливість: її плодові тіла краще розвиваються на вертикальній поверхні, ніж на горизонтальній. Саме тому мішки в розрослому приміщенні розміщують на спеціально змонтованих стелажах, зводячи стіну, після чого починається масовий ріст грибів [7].

Один із способів вирощування грибів гливи звичайної ґрунтується на використанні відходів рослинного походження, як основних складових компонентів субстрату, він являє собою безвідходну технологію. Поряд з отриманням харчового продукту – грибів, суттєву цінність має також відпрацьований субстрат, який може бути використаний в якості кормової добавки до раціону птиці, свиней та ВРХ.

Корм із субстрату отримують шляхом його висушування при температурі 60° С та подрібнення до мучнистої консистенції, згодують додаванням до основного раціону 10 % подрібненого субстрату.

В якості добрив субстрат застосовують при вирощуванні овочевих культур. При цьому його використовують як основу, що шаром в 5 см покриває ґрунт [9].

Можливий варіант використання відпрацьованого субстрату, разом із залишками зволоженої січки соломи та отриманим гноєм і послідом, при виробництві компостів.

При виробництві біогумусу відпрацьований субстрат є незамінним компонентом, складові елементи якого пройшли попередню підготовку, в результаті чого елементи живлення рослин, що містяться в них, були переведені із складних, недоступних для рослин форм у більш прості сполуки, які можуть засвоюватись рослинами.

У деяких країнах обсяги виробництва грибів, за останні роки, стрімко зросли. В Україні гриби виробляють в основному невеликі підприємства, а також декілька великих комплексів, з високим рівнем механізації технологічних процесів. Вироблена продукція користується попитом на ринках та в мережі громадського харчування.

У зоні Степу використання біоконверсії органічної сировини з виробництвом грибів на основі органічних ресурсів сівозміни допомагає додатково отримувати 550 кг/га гливи звичайної. Виробництво їстівних грибів збільшує питомий прибуток з 1 га сівозміни в 1,5 рази. При виробництві гливи звичайної у зоні Степу це близько 1250 грн/га сівозміни [3].

Таким чином, біологічна конверсія органічної сировини в агроценозах з вирощуванням їстівних грибів дозволяє максимально інтенсифікувати процес утворення первинного гумусу із органічної сировини за рахунок її здійснення в штучних умовах, з отриманням додаткової білкової продукції у вигляді грибів гливи звичайної, а також супутніх продуктів: кормової добавки для худоби та птиці, складових компонентів для виробництва компосту та біогумусу.

Розроблена схема біоконверсії соломи дозволяє організувати ефективне виробництво сільськогосподарської продукції, в тому числі із виробництвом їстівних грибів гливи звичайної, отримати якісні органічні добрива та кормову добавку.

Необхідно розробити технологічні процеси та засоби механізації для забезпечення виробництва субстрату для вирощування грибів гливи звичайної у штучних умовах.

Список літератури

1. Афендулов К.П. Основы системы удобрения сельскохозяйственных культур в севообороте. – К.: "Урожай", 1971. – 252 с.
2. Голуб Г. А. Біоконверсія органічної сировини при вирощуванні їстівних грибів // Вісник аграрної науки. – 2002. - № 11. – С. 13 – 17.
3. Голуб Г. А. Проблеми біоконверсії органічної сировини в агроценозах // Вісник аграрної науки. – 2005. - № 1. – С. 43 – 48.
4. Грибы и грибоводство / Авт. – сост. П. А. Сычев Н. П. Ткаченко; Под общ. ред. П.А. Сычева – М.: ООО «Издательство АСТ»; Донецк: «Сталкер», 2003. – 511 с.
5. Дараков О.Б. Грибной огород и здоровье, и доход. – М. Топикал, 1995. – 192 с.
6. Довідник по удобренню сільськогосподарських культур / П.О. Дмитренко, М.Л. Колобова, Б.С. Носко та ін.; За ред. П.О. Дмитренка – 4-е вид., перероб. і доп. – К.: Урожай, 1987. – 208 с.
7. Дудка И. А., Вассер С. П., Бухало А. С. Промышленное культивирование съедобных грибов – Киев.: Наук. думка, 1978. – 264с.
8. Жизнь растений. В 6-ти т. Гл. ред. А.А. Федоров. Т. 2. Грибы // Под ред. М.В. Горленко. – М.: Просвещение. 1976. – 479 с.
9. Раптунович Е. С., Федоров Н. И. Искусственное выращивание съедобных грибов. – Мн.: Выш. шк., 1994. – 206 с.: ил.
10. Справочник по удобрениям. – М.: Колос, 1964. – 719 с.

Анализ влияния биоконверсии органического сырья с производством грибов вешенки обыкновенной на эффективность агроценозов.

The influence bioconversion straw with production mushroom *pleurotus ostreatus* in agro systems is analyzed.

Прецизійний поворотний вузол просторового механізму

В статті розглянуті прецизійні поворотні вузли просторових механізмів. Наведена розроблена конструкція вузла з аеростатичними опорами. Описана методика вимірювань реальної геометрії вузла та схема її регулювання.

прецизионный поворотный узел, радиальный зазор

Сучасний стан розвитку технологічного обладнання характеризується появою принципово нових технічних рішень на основі просторових механізмів типу гексапода [1]. Основними вузлами даних механізмів є поворотні опори. Вони допускають обмежений поворот ланок механізму. Поворотний вузол повинен забезпечувати високу точність і надійність роботи. Стабільність взаємного положення деталей в поворотному вузлі регламентується допуском 1 .. 10 мкм. До поворотного вузла висуваються високі вимоги у відношенні плавності роботи та забезпечення необхідних демпфуючих характеристик [2].

Перспективним конструктивним рішенням прецизійного поворотного вузла просторового механізму є сферична опора із рідинним або газовим змащенням. Опори такого типу (гідростатичні або аеростатичні) широко застосовуються в прецизійних вузлах технологічного обладнання [3]. Гідростатичні опори мають високу точність (порядка 0,1 мкм.) допускають значні навантаження (порядку 10 кН) і характеризуються високими демпфуючими властивостями. Недоліком гідростатичних опор є наявність зовнішніх витоків рідини та відповідно необхідність спеціальних пристроїв ущільнення або дренажу. Аеростатичні опори не мають таких недоліків, але характеризуються низькими демпфуючими властивостями [4].

Розробка прецизійних поворотних вузлів просторових механізмів на основі гідростатичних або аеростатичних опор є важливою науковою проблемою, яка має велике практичне значення для створення технологічного обладнання нового покоління.

Прецизійні опорні вузли із рідинним або газовим змащенням досліджувались різними авторами [3–4]. Гідростатично-гідродинамічний опорний вузол розглянуто в роботі [5]. Він має високу точність, але виконаний у вигляді циліндричного підшипника і не може бути застосований в якості опорного вузла просторового механізму. Ряд конструкцій опорних вузлів ковзання просторових механізмів розглянуто в роботі [6]. На основі даних досліджень розроблено конструкції прецизійних поворотних вузлів просторових механізмів типу гексапода. Недоліками вказаних досліджень є відсутність практичних рекомендацій по конструюванню вузлів та методик вибору та уточнення основних параметрів прецизійних поворотних вузлів просторових механізмів.

Дана стаття присвячена розробці дослідного зразка прецизійного поворотного вузла просторового механізму та методів забезпечення необхідних параметрів точності вузла.

Просторовий механізм має штанги 1 змінної довжини із приводами (рис. 1). На кінцях штанги встановлені прецизійні поворотні вузли 2, 3, які допускають вільне поперечно кутове переміщення штанг у двох напрямках η , θ .

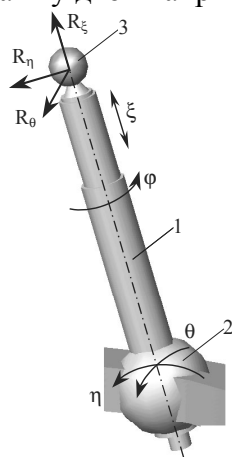


Рисунок 1 –Просторовий механізм із прецизійними поворотними вузлами та переміщення і навантаження, які діють в прецизійних опорних вузлах

Поворотний вузол повинен забезпечувати поворот і фіксацію штанги відносно осі на кут φ . В поворотному вузлі виникають значні статичні і динамічні навантаження. В основному вони характеризуються головним вектором реакції опори із складовими R_θ , R_η , R_ξ . Моментне навантаження в опорі визначається силами тертя і є незначним.

Розроблений прецизійний поворотний вузол просторового механізму має нерухому сферу 1 встановлену на осі 2, яка розміщена на платформі просторового механізму (рис. 2).

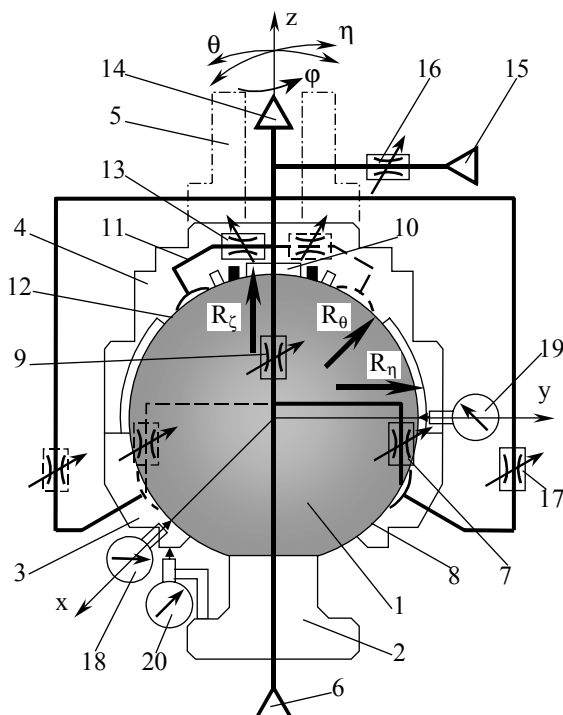


Рисунок 2 –Прецизійний поворотний вузол просторового механізму

Нерухому сферу охоплює корпус 3 поворотного вузла і зв'язана з корпусом кришка 4 на якій закріплена штанга 5 просторового механізму.

В нерухомій сфері змонтована пневмосистема, яка включає підвід повітря 6, регульовані дроселі 7 для подачі повітря в три аеростатичні опори 8 корпусу 3 та кран 9. В кришці 4 виконано колектор 10, який служить для підводу повітря із нерухомої сфери 1 в рухому кришку 4. В кришці також розташовані три канали 11 для подачі повітря в три аеростатичні опори 12 кришки. В кожному із каналів встановлено регульовані дроселі 13. В кришці опорного вузла також наявний канал 14 для відводу повітря від поворотного вузла та додатковий підвід 15, який підключено до пневмомережі опорного вузла через кран 16 та три дроселі 17, які служать для можливого додаткового підводу повітря до аеростатичних опор 8 корпусу.

Повітря із магістралі 6 подається в три аеростатичні опори 8 корпусу 3 та через колектор 10 в аеростатичні опори 12 кришки 4. При цьому між нерухомою сферою 1 і корпусом 3 жорстко з'єднаними з кришкою 4 утворюється газовий шар, який забезпечує безконтактну взаємодію рухомих деталей поворотного вузла (корпусу і кришки) та нерухомої сфери.

Для контролю радіального зазору між сферичними поверхнями в опорному вузлі встановлені індикатори 18 - 20, що дозволяють здійснити виміри взаємного зміщення рухомих частин вузла відносно нерухомої сфери при регулюванні параметрів вузла.

Індикатори вимірюють зміну взаємного положення нерухомої сфери і рухомих деталей вузла в трьох взаємно-перпендикулярних напрямках x , y , z . Опорний вузол може працювати в двох режимах. В першому режимі фіксується поворот корпусу відносно осі ($\varphi = \text{const}$). Для цього служить спеціальний фіксатор, не показаний на малюнку. При цьому дроселі 17 закриваються і підвід повітря до аеростатичних опор 8 здійснюється через дроселі 7.

В другому режимі роботи опорного вузла має місце вільний поворот корпусу відносно нерухомої сфери на кут φ . При цьому дроселі 7 перекриваються, а повітря до аеростатичних опор 8 підводиться через дроселі 17.

Точність поворотного вузла визначається в основному похибками сферичних поверхонь деталей поворотного вузла. Для підвищення точності забезпечення радіального зазору між сферичними поверхнями в конструкції опорного вузла передбачено регулювання зазору. Кришка має мікрометричні регульовальні гвинти, які дозволяють переміщувати її відносно корпусу. Можливе мікропереміщення центра сфери корпусу в трьох взаємно перпендикулярних напрямках x_1 , y_1 , z_1 (рис. 3).

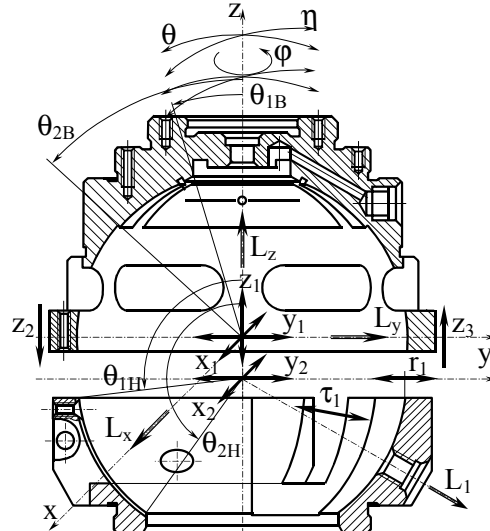


Рисунок 3 - Схема відносних мікропереміщень корпусу і кришки опорного вузла при регулюванні зазору між сферичними поверхнями та зміні діаметрального зазору внутрішньої сферичної поверхні корпусу

Гвинти розміщені на периферії кришки і дозволяють змінювати її поперечно кутове положення в напрямках η , Θ . Це забезпечується різницею установки країв кришки в напрямках z_2 і z_3 .

Корпус опорного вузла відповідно може зміщуватись відносно кришки в напрямках x_2 , y_2 , z_1 . Додатково в конструкції корпусу передбачено регулювання діаметрального зазору сфери в напрямку r_1 . Регулювання здійснюється зміною ширини трьох пазів у тангенціальних напрямках τ_1 за допомогою спеціальних гвинтів.

Сферичні опори, які застосовується в конструкціях просторових механізмах мають похибки геометрії. Тому фактичні робочі поверхні опори мають складну форму. Для визначення фактичної величини поточного радіального зазору між сферичними поверхнями розроблена спеціальна схема вимірів та аналізу одержаних результатів.

Поточний радіальний зазор між поверхнями нерухокої сфери і сферичними внутрішніми поверхнями корпусу і кришки являє собою функцію двох змінних. В якості таких змінних вибрані кутові координати θ , ϕ , які характеризують положення точки в якій визначається зазор. Схема виміру радіального зазору в опорі ілюструється рис. 4 на якому зображено переріз опорного вузла для $z = \text{const}$ ($\theta = \text{const}$).

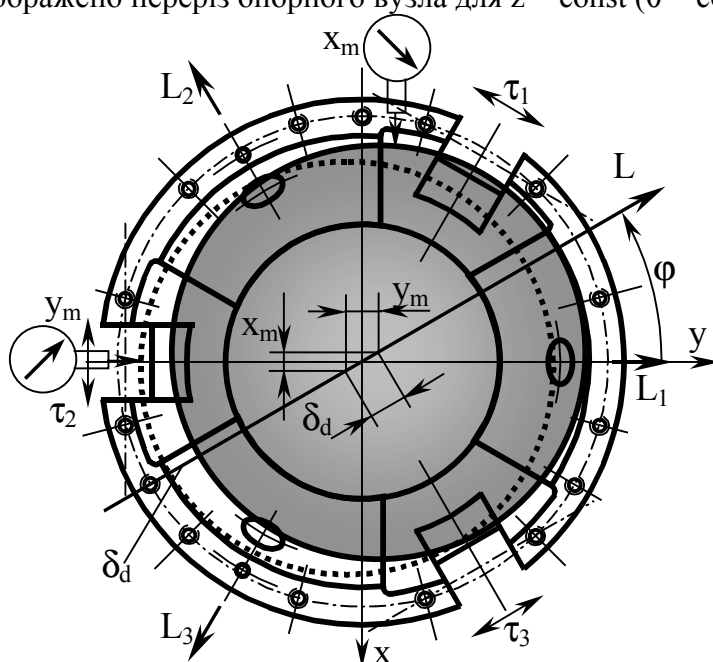


Рисунок 4 –Схема виміру діаметрального зазору між сферичними поверхнями вузла в площині $z = \text{const}$

Зміщення корпусу опори відносно нерухокої сфери в даному перерізі відбувається в двох напрямках x і y . Результируючий напрямок L в якому вимірюється зазор визначається кутом $\phi = \arctg \frac{x_m}{y_m}$, де x_m , y_m – переміщення корпусу відносно нерухокої сфери виміряні індикаторами.

Величина діаметрального зазору знаходиться по результатам вимірів за формулою:

$$\delta_d = \sqrt{(x_m)^2 + (y_m)^2} . \quad (1)$$

Таким чином за результатами вимірів поздовжнього y_m та поперечного x_m переміщення сфери відносно корпусу знаходиться величина діаметрального зазору в напрямку L , який характеризується кутом ϕ .

В загальному випадку сфера і корпус опорного вузла мають відносно зміщення в просторі, яке характеризується проекціями x_m, y_m, z_m .

Кутове положення променя L , який визначає напрямок виміру визначається співвідношеннями

$$\varphi = \arctg \frac{x_m}{y_m}, \quad \theta = \arctg \frac{\sqrt{x_m^2 + y_m^2}}{z_m}. \quad (2)$$

Величина діаметрального зазору зв'язана із проекціями переміщень

$$\delta_d = \sqrt{x_m^2 + y_m^2 + z_m^2}. \quad (3)$$

Корпус і кришка зміщуються відносно нерухомої сфери у всіх напрямках. В силу конструктивних особливостей опорного вузла існує кілька характерних напрямків взаємного переміщення корпусу і нерухомої сфери. Це, зокрема, переміщення в напрямках осей x, y, z . Вони характеризуються променями L із кутовими координатами: $\varphi = \frac{3}{2}\pi, \theta = \frac{\pi}{2}$ для напрямку L_x , який співпадає з віссю x ; $\varphi = 0, \theta = \frac{\pi}{2}$ для напрямку L_y , який співпадає із віссю y ; $\varphi = 0 \dots 2\pi, \theta = 0$ для напрямку L_z , який співпадає з віссю z .

Діаметральні зазори, які відповідають даним напрямкам визначаються за умовами:

$$\begin{aligned} \delta_{dx} &= (x_m)_{\max} \text{ при всіх можливих } y_m \text{ і } z_m; \\ \delta_{dy} &= (y_m)_{\max} \text{ при всіх можливих } x_m \text{ і } z_m; \\ \delta_{dz} &= (z_m)_{\max} \text{ при всіх можливих } y_m \text{ і } x_m. \end{aligned} \quad (4)$$

Одержані значення діаметральних зазорів у трьох взаємно-перпендикулярних напрямках служать для визначення центрального положення опорного вузла і відповідного введеному центру поточного радіального зазору.

В якості центра для визначення радіального зазору вибрано точку, в якій

$$\delta_{rx} = \frac{\delta_{dx}}{2}, \quad \delta_{ry} = \frac{\delta_{dy}}{2}, \quad \delta_{rz} = \frac{\delta_{dz}}{2}. \quad (5)$$

Крім головних напрямків існує нескінченна кількість інших напрямків. Характерними напрямками L_1, L_2, L_3 є вісі розташування аеростатичних опор корпусу та напрямки, які відповідають межах аеростатичних опор.

Для підвищення точності і достовірності визначення радіального зазору розроблено і апробовано спеціальну методику вибору представницьких напрямків вимірів радіального зазору. Напрямки в межах областей аеростатичних опор формуються випадковим чином за допомогою генератора випадкових чисел. При цьому значно скорочується об'єм необхідних вимірів радіального зазору і суттєво підвищується точність визначення радіального зазору. Одержаний випадковий масив напрямків L^* характеризується набором випадкових координат θ^* і φ^* . Вони являють собою випадкові числа розподілені по рівномірному закону.

Область розташування кутових координат напрямків вимірів є багатозв'язною. Точки вимірів групуються в межах кільцевого шару к сферичної поверхні кришки та в межах сферичних областей a, b, c опор корпусу (рис. 5).

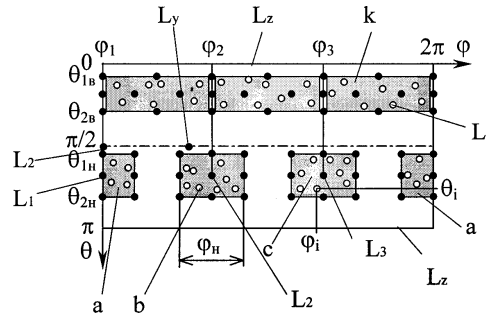


Рисунок 6 – Область розташування кутових координат характерних напрямків вимірів радіального зазору в опорному вузлі

Таким чином для визначення фактичних радіальних зазорів вибирається масиву напрямків вимірів (L_i) з координатами (θ_i, φ_i). Дані напрямки вимірів забезпечуються виконанням наступних співвідношень між проекціями переміщень корпусу опори відносно нерухомої сфери

$$\frac{x_{ri}}{y_{ri}} = \operatorname{tg} \varphi_i, \quad \frac{\sqrt{x_{ri}^2 + y_{ri}^2}}{z_{ri}} = \operatorname{tg} \theta_i. \quad (6)$$

Вказані співвідношення досягаються шляхом послідовного підбору положень корпусу при його переміщенні регульовальними гвинтами. Величина радіального зазору для i -го напрямку визначається залежністю

$$\delta_{ri} = \sqrt{x_{ri}^2 + y_{ri}^2 + z_{ri}^2}. \quad (7)$$

Одержаний масив радіальних зазорів дає в дискретному вигляді ряд характерних значень радіальних зазорів в опорному вузлі. В своїй сукупності значення радіальних зазорів являє собою дискретну функцію двох змінних:

$$\delta_{ri} = f(\theta_i, \varphi_i). \quad (8)$$

В процесі досліджень розроблена математична модель, яка описує радіальний зазор по всій поверхні сфери. Точкові значення радіальних зазорів як дискретної функції двох змінних згладжені (інтепольовані) за допомогою двовірних кубічних сплайнів. Особливістю інтерполяції значень радіального зазору є його періодичність по кутовим координатам θ і φ . Тому область визначення дискретної моделі продовжена з метою одержання багатолісної функції визначеної на сфері. Одержана експериментально дискретна модель радіального зазору додатково повторюється 8 раз в областях сусідніх з областю визначення на сфері. В результаті одержана сплайн функція двох змінних $\Phi_s(\theta, \varphi)$. Вона є строго періодичною в межах вихідної області з координатами $0 \leq \theta \leq \pi, 0 \leq \varphi \leq 2\pi$

Опис радіального зазору за допомогою кубічних сплайнів послужив основою для розробки математичної моделі експериментально визначеного радіального зазору. Модель являє собою аналітичну залежність у вигляді функціонального ряду складеного із сферичних гармонік виду

$$Z(m, n, \varphi, \theta) = (\alpha \cos m\varphi + \beta \sin m\varphi) \cdot P_n^m(\cos \theta), \quad (9)$$

де α, β – константи, які визначають амплітуду сферичної гармоніки;

m, n – параметри, які визначають порядковий номер гармоніки;

φ, θ – кути, які визначають точку на сфері де визначається радіальний зазор $\Phi_e(\theta, \varphi)$;

$P_n^m(\cos \theta)$ – приєднана функція Лежандра.

Ряди складені із сферичних гармонік застосовані для опису геометрії сферичних поверхонь, які утворюють аеростатичні опори. Радіальний зазор $\Phi_e(\theta, \varphi)$ визначено у

вигляді функціонального ряду аргументами якого є кутові координати φ і θ системи координат жорстко зв'язаної із нерухомою сферою. Ряд має вигляд:

$$\Phi e(\theta, \varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{2} \alpha_{no} L_n(\cos \theta) + \sum_{m=1}^j P_n^m(\cos \theta) (\alpha_{nm} \cos m\varphi + \beta_{nm} \sin m\varphi), \quad (10)$$

де $L_n(\cos \theta)$ – поліном Лежандра порядку n .

Коефіцієнти ряду α_{no} , α_{nm} , β_{nm} являють собою двомірні масиви. Значення коефіцієнтів зв'язані із функціональною залежністю $\Phi s(\theta, \varphi)$ інтегральними співвідношеннями наступного виду:

$$\begin{aligned} \alpha_{nm} &= \frac{2n+1}{2\pi} \cdot \frac{(n-m)!}{(n+m)!} \int_0^{2\pi} d\varphi \cos m\varphi \int_0^{\pi} \Phi s(\theta, \varphi) P_n^m(\cos \theta) \sin \theta d\theta; \\ \beta_{nm} &= \frac{2n+1}{2\pi} \cdot \frac{(n-m)!}{(n+m)!} \int_0^{2\pi} d\varphi \sin m\varphi \int_0^{\pi} \Phi s(\theta, \varphi) P_n^m(\cos \theta) \sin \theta d\theta; \end{aligned} \quad (11)$$

$$n = 0, 1, \dots \quad m = 0, 1, \dots, j.$$

Дані залежності використано для безпосереднього інтегрування сплайн функції, що описує фактичний радіальний зазор в опорному вузлі.

Математична модель радіального зазору в опорному вузлі є основою теоретичних досліджень робочих процесів, які протікають в аеростатичних опорах.

Точність опорного вузла визначається відхиленнями радіального зазору від номінального (середнього) значення. Регулюючи форму і розміри радіального зазору в різних напрямках можна суттєвим чином підвищити точність опорного вузла і знизити витрати повітря в аеростатичних опорах. Розроблені методи виміру радіального зазору в поєднанні з його регулюванням дозволяють вибрати розміри радіального зазору близькі до оптимальних. В якості критерію оптимізації радіального зазору вибрано мінімум середньоквадратичного відхилення квадрата величини зазору від свого середнього значення.

Практична реалізація регулювання опори при виборі оптимального радіального зазору включає кілька етапів. Спочатку встановлюються приблизно однакові діаметральні зазори в напрямках осей x , y , z . Одержані значення діаметральних зазорів $x_m \approx y_m \approx z_m \approx \delta_d$ служать для вибору і індикації центрального положення опори. Центральне положення відповідає однаковим зазорам в напрямках осей x , y , z , величина яких складає

$$\delta_{rx} = \frac{x_m}{2}, \quad \delta_{ry} = \frac{y_m}{2}, \quad \delta_{rz} = \frac{z_m}{2}, \quad (12)$$

$$\delta_{rx} \approx \delta_{ry} \approx \delta_{rz} \approx \frac{\delta_d}{2}. \quad (13)$$

Номінальне значення квадрата радіального зазору вибирається у вигляді

$$S_0 = \delta_{rx}^2 + \delta_{ry}^2 + \delta_{rz}^2 / 3. \quad (14)$$

На другому етапі оптимізації знаходиться масив значень радіальних зазорів δ_{ri} для сукупності розглянутих раніше випадкових напрямків вимірів.

Одержаний масив значень радіального зазору знаходиться шляхом вимірів проекцій переміщення опори x_i , y_i , z_i відповідних i -му напрямку вимірів переміщення.

Квадрат радіального зазору в i -му напрямку

$$S_i = \delta_{ri}^2 = x_i^2 + y_i^2 + z_i^2, \quad (15)$$

обчислений у всіх $i=1, 2, \dots, n$ напрямках являє собою масив інформації для знаходження міри відхилення зазору від середнього значення.

В якості міри відхилення згідно метода найменших квадратів прийнята величина

$$D = \sum_{i=1}^n (S_i - S_0)^2. \quad (16)$$

В процесі регулювання зазору спочатку здійснюється знаходження міри відхилення D_1 для певного початкового положення регулювання опорного вузла.

Потім виконується аналіз квадратів відхилень радіального зазору від квадрата середнього значення. При цьому визначаються напрямки, при яких відхилення L_{\max}^k , $k=1,2,3$ є максимальними

$$(S_i - S_0)_{\max} \text{ при } i=1, 2, \dots, n. \quad (17)$$

Одержані напрямки L_{\max}^k є напрямками регулювання положення кришки опори відносно корпусу з метою зменшення максимального і середнього відхилення квадрата радіального зазору від його номінального значення.

Після виконання регулювання знову проводяться виміри масиву значень радіального зазору і знаходиться нове значення міри відхилення D_2 .

Цей процес повторюється декілька раз, забезпечуючи наближену умову $\min(D)$ та $\min[(S_i - S_0)_{\max}]$.

Одержане положення кришки опори відносно корпусу вважається оптимальним з точки зору забезпечення необхідного радіального зазору.

Розроблена схема регулювання дала можливість встановити середній радіальний зазор в опорному вузлі в межах 14..18 мкм.

З вищенаведеного можна зробити наступні висновки:

1. Розроблена конструкція прецизійного поворотного вузла просторового механізму із аеростатичними опорами, які забезпечують високу точність положення опори при мінімальних силах тертя.

2. Запропонована методика вимірів поточного радіального зазору дозволяє одержати повну інформацію про реальний радіальний зазор в опорі та описати його функціональними рядами, складеними із сферичних гармонік, що включають приєднані функції Лежандра.

3. Конструкція опорного вузла дає можливість регулювати радіальний зазор по спеціальній методиці, вибираючи його оптимальним чином.

4. Як напрямок подальших досліджень рекомендується визначення параметрів жорсткості та вібростійкості опорного вузла.

Список літератури

1. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.В., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою. Кіровоград, 2004. – 449 с.
2. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Тенденції розвитку верстатів паралельної структури// Вісник Сумського державного університету. – 2003 - №2(48). – с.18-22. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973, – 847 с.
3. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.2. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
4. Шиманович М.А. Безконтактные опоры с внешним источником давления смазочной среды. – Станки и инструменты № 6, 1987, С. 16 – 18.
5. Дем'яненко С.К. Розробка методології конструювання гідростатично-гідродинамічних опор металорізальних верстатів з підвищеними показниками жорсткості. Дис. Канд. техн. наук. – Київ, НТУУ “КПІ”, 2002. – 120 с.
6. Самі (Мох'д Амін) Мох'д Іхміш. Підвищення статичної та динамічної точності просторових механізмів паралельної кінематики із сферичними опорами. Дис. Канд. техн. наук. – Київ, НТУУ “КПІ”, 2005. – 224 с.

В статье рассмотрено прецизионные поворотные узлы пространственных механизмов. Приведена разработанная конструкция узла с аэростатическими опорами. Описана методика измерений реальной геометрии узла и схему ее регулирования.

The pretzsyonnye turning knots of spatial mechanisms are considered in the article. The developed construction of knot is resulted from by aerostatics supports. The method of measurings of the real geometry of knot is described and chart its reguluvannya.

Механізм збудження дуги в потоці рідини

Наведено результати експериментальних досліджень фізичного механізму збудження електричної дуги в умовах процесу РОД.

електрична дуга, гідродинамічний потік, міжелектродний зазор, електроерозійний слід, фото-реєстратор СФР

Електрична дуга в поперечному гідродинамічному потоці робочої рідини використовується в промисловості як інструмент для реалізації високопродуктивного способу РОД (РОД - розмірна обробка дугою) деталей переважно із важкооброблюваних матеріалів [1, 2].

Спосіб РОД, разом зі способами електроіскрової та електроімпульсної обробки, відноситься до способів електроерозійної обробки. Прогнозування кінцевого результату останніх двох способів обробки стало можливим завдяки ретельному вивченню фізичного механізму електричної ерозії як феномена руйнування металу [3, 4], зокрема початкової фази процесу – механізму збудження електричних розрядів в міжелектродному зазорі. В той же час початкова фаза способу РОД не була об'єктом дослідження.

В роботі [5] стверджується, що збудження розрядів в міжелектродному зазорі при електроімпульсній обробці здійснюється за рахунок електричного пробоя рідкого діелектрика. При цьому основними рисами явища пробоя є статистичний характер та електронна природа процесів порушення електричної міцності рідини-діелектрика та формування струмопровідного каналу. Крім того, в цій роботі показано, що із підвищенням забрудненості робочої рідини довжина пробивного проміжку збільшується. Останнє пояснюється зменшенням електричної міцності міжелектродного зазору при наявності в рідині дрібних електропровідних часток продуктів ерозії електродів.

Умови збудження електричних розрядів при реалізації процесу РОД суттєво відрізняються від умов електроімпульсної обробки:

- по-перше, при РОД крізь міжелектродний зазор прокачується потужний гідродинамічний потік робочої рідини (швидкість потоку 0,5...50 м/с [1, 6]), який можна розглядати як електричний опір, що постійно оновлюється. При цьому статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор складає 0,4...4 МПа. При електроімпульсній обробці робоча рідина крізь міжелектродний зазор в загальному випадку не прокачується або прокачується із незначною швидкістю [4]. При цьому статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор не перевищує 0,2 МПа;

- по-друге, при РОД застосовується дугова форма електричного розряду, тобто дуга, яка горить від джерела постійного струму з крутопадаючою вольт-амперною характеристикою (при постійній напрузі) постійно в часі (без пауз), але дискретно в просторі, в той же час при електроімпульсній обробці – імпульсна форма, тобто імпульс, який формується штучно з використанням імпульсного джерела живлення та супроводжується обов'язковими паузами.

Вказані вище фізичні відмінності передбачають певні особливості збудження дуги в умовах процесу РОД та обґрунтовують необхідність їх дослідження. Важливість

вивчення цієї фази процесу РОД пояснюється тим, що наприклад при електроімпульсній обробці «...всі характеристики процесу обробки задаються першою фазою електричного розряду, а саме фазою пробою. Значення напруги імпульсу визначає величину міжелектродного проміжку, а отже умови видалення продуктів ерозії, продуктивність, точність та якість обробки» [7].

Методика експериментального дослідження особливостей фізичного механізму збудження електричної дуги в умовах процесу РОД базувалася на необхідності:

- вивчення фізичної можливості пробою міжелектродного проміжку критично малих розмірів в умовах інтенсивного прокачування робочої рідини (суміші гасу та масла И-20 у співвідношенні 1:1). З цією метою спроектовано експериментальний пристрій до електроерозійного верстата «Дуга-8Г», який дозволяв прокачувати робочу рідину змінних гідродинамічних параметрів крізь торцевий міжелектродний зазор, що дискретно регулюється;

- виявлення механізму видалення продуктів ерозії із торцевого міжелектродного зазору при прямому прокачуванні забрудненої технічної води шляхом вивчення слідів на електроді-заготовці в початковій фазі процесу РОД. З цією метою торцеві поверхні електродів перед обробкою шліфували;

- виявлення механізму збудження електричної дуги безпосередньо в процесі обробки шляхом вивчення слідів від її горіння на торцевій поверхні графітового електрода-інструмента в умовах усталеного зносу;

- вивчення форми дуги в поперечному потоці робочої рідини з парогазовою порожниною за допомогою надшвидкісного фотореєстратора СФР (частота зйомки – 6400...9600 к/с).

Результати експериментальних досліджень щодо вивчення електричного пробою міжелектродного проміжку в умовах РОД показали, що в діапазоні швидкостей органічного середовища 0,5...10 м/с (цей діапазон відповідає діапазону статичних тисків робочої рідини на вході в міжелектродний проміжок 0,1...2 МПа) при значенні прикладеної напруги 1000 В (використовувався імпульсний підпалювач дуги промислового зварювального джерела живлення технологічним струмом) у системі електродів «площина-площина» пробою не зареєстровано при зазорі між електродами до 0,02 мм. Подальше зменшення зазору в експерименті не мало сенсу, оскільки відомо, що значення торцевого міжелектродного зазору при РОД є не меншим 0,05...0,1 мм при напрузі 30 В [1, 6]. Простий перерахунок наведених значень напруги та величини міжелектродного зазору в напруженість електричного поля E дають для обробки значення $E_o = 3 \cdot 10^5 \dots 6 \cdot 10^5$ В/м, а для експерименту - $E_e = 5 \cdot 10^7$ В/м. Оскільки $E_e \gg E_o$, є очевидним, що при РОД збудження дуги відбувається не за рахунок пробою міжелектродного зазору з органічною робочою рідиною, що інтенсивно рухається. Якщо зважити на те, що в експерименті застосовувалася робоча рідина не очищена від продуктів ерозії та продуктів високотемпературного розкладу графіту та органічної рідини (експеримент проводився на промисловому верстаті), для такої рідини слід було б очікувати значного зменшення критичної (пробійної) напруженості електричного поля. Так, є відомим, що подібні забруднення спроможні зменшити її в декілька разів [5, с. 11-21]. В той же час для очищеного гасу в нерухомому стані при зазорі 0,05 мм пробивна напруга становить близько 160 В. Таким чином, спосіб РОД відрізняється від способу електроімпульсної обробки механізмом ініціації (збудження) розряду. Пояснити це можна впливом двох факторів:

- статичного тиску робочої рідини в міжелектродному зазорі: є відомим, що при збільшенні статичного тиску в n разів для пробою того ж проміжку необхідно прикласти напругу в n^2 більшу [8];

- динамічного тиску робочої рідини в міжелектродному зазорі, що підтверджується фактом пробою міжелектродного проміжку в вище описаному експерименті при раптовому відключенні електродвигуна насоса прокачування робочої рідини. За даними роботи [5] відомо, що «...на величину пробивного проміжку суттєво впливає тривалість дії (час експозиції) електричного поля». Певно пробой передують процеси місцевого прогрівання міжелектродного проміжку енергією електричного поля, в результаті чого пробивна напруга зменшується. Але при РОД динамічний потік інтенсифікує процес відведення тепла із зазору і тим самим підвищує його пробивну міцність. Крім того, за даними роботи [9] вважається недостатньо вивченим вплив високих швидкостей робочої рідини на пробійні явища.

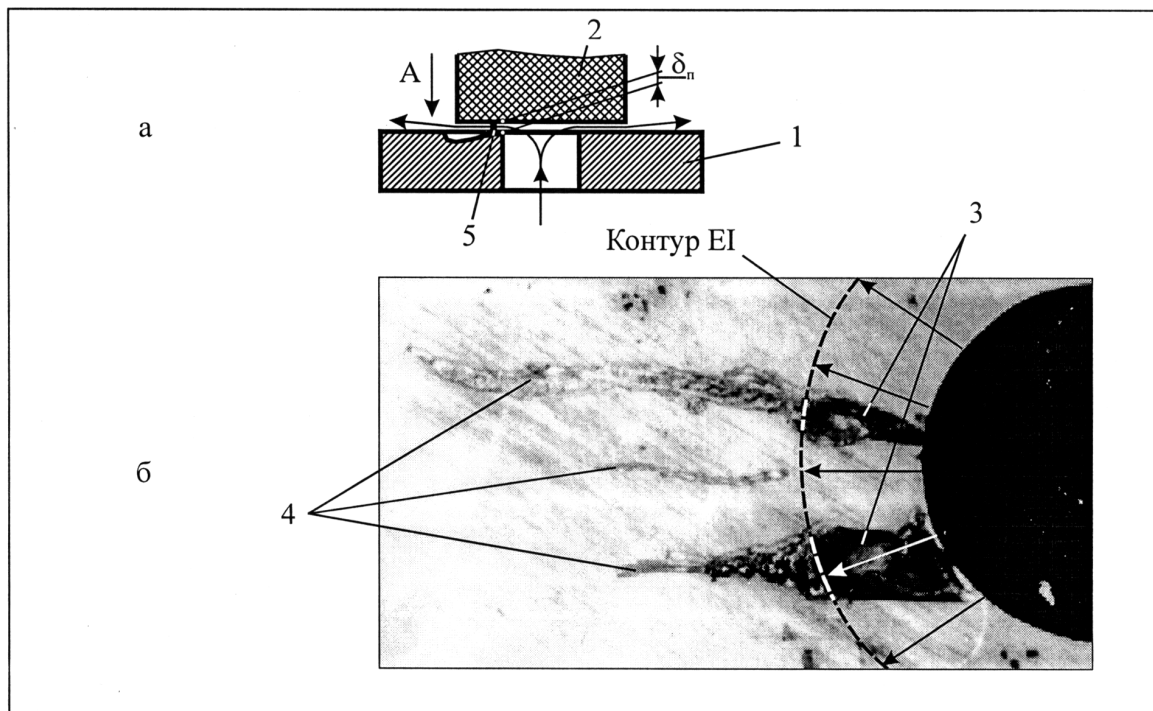
Слід відмітити, що в природі існують всього три способи ініціювання електричної дуги:

- безконтактний, що реалізується за рахунок електричного пробоя міжелектродного проміжку;
- контактний з подальшим розведенням електродів, що широко використовується при зварюванні;
- контактний, що реалізується за допомогою відносно тонкого провідника, який попередньо замикає міжелектродний проміжок та вибухоподібно згорає в ньому за рахунок ланцюгово-джоулевського тепла.

Оскільки вище експериментально доказано, що безконтактний спосіб ініціювання електричної дуги в умовах РОД неможливий, залишаються два контактних способи, причому, перший з них є єдиним способом збудження дуги у випадку використання чистої органічної робочої рідини, а другий проявляється при ініціюванні електричної дуги продуктами ерозії.

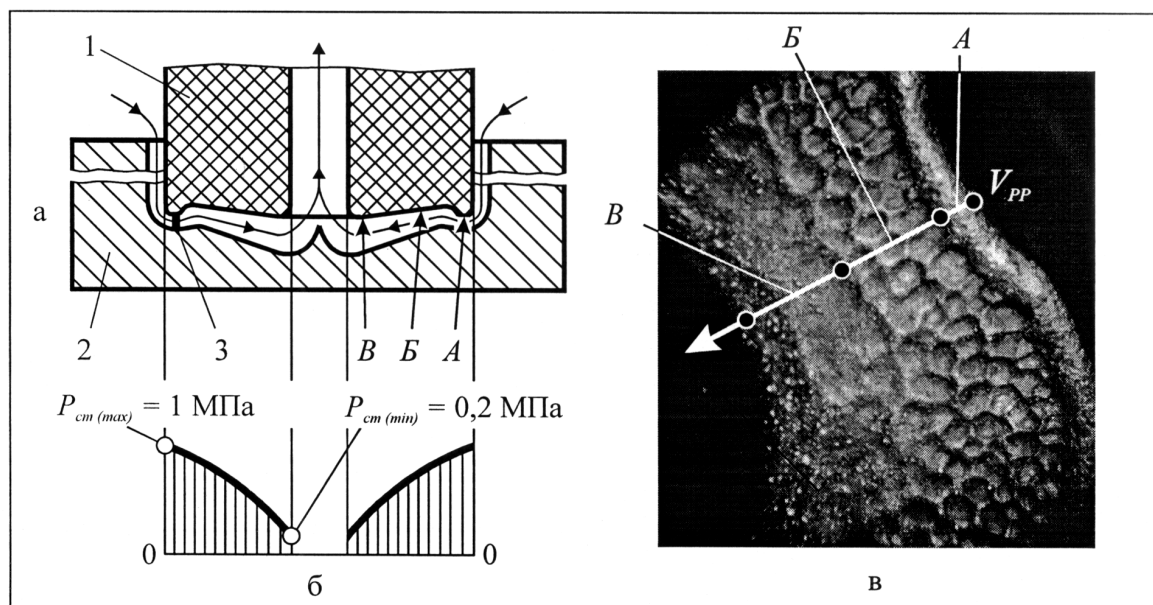
Для підтвердження останнього вивчали сліди, що отримані при ініціації дуги продуктами ерозії (розмір часток – до 0,2 мм), які надходили в торцевий міжелектродний проміжок з забрудненою технічною водою в початковій фазі процесу (рис. 1, а). Очевидно, що продукт ерозії, замкнувши міжелектродний проміжок, швидко прогрівається ланцюгово-джоулевським теплом і, при недостатній силі технологічного струму, далі рухається в ньому в розплавленому краплеподібному стані в напрямку руху робочої рідини, продовжуючи замикати зазор. При цьому він збільшує власні розміри, проплавляючи поверхню і захоплюючи матеріал електрода-заготовки 1 за ефектом сніжного кому (рис. 1, б), про що свідчать сліди 3. З виходом за межі міжелектродного проміжку продукт ерозії продовжує рухатися з потоком робочої рідини і частково полишає своє тіло, утворюючи на електроді-заготовці наплавлений валик 4. Таким чином, продукти ерозії при РОД, що надходять в зазор, є каталізаторами процесу обробки, і при певних умовах можуть вилучатися із нього у крапельному стані.

Для виявлення механізму ініціації електричних розрядів безпосередньо в процесі РОД була досліджена торцева поверхня електрода-інструмента (матеріал – графіт МПГ-7), яку отримано при наступних умовах: матеріал електрода-заготовки – сталь 5ХНМ; сумарна глибина прошивання отворів – 400 мм; сила технологічного струму – 300 А; робоча рідина – органічна (склад вказаний вище); спосіб прокачування – зворотний (рис. 2, а, б). Відносний лінійний знос електрода-інструмента – 1 %, але об'ємний знос – значно більший. Зношена поверхня являє собою слідограму впливу процесів в міжелектродному проміжку на матеріал електрода-інструмента (рис. 2, в). Її можна поділити на три характерних зони. Зона А являє собою периферію електрода-інструмента і має у перерізі вигляд невеликого (радіусом 0,1...0,5 мм) валика. Ініціація у цій зоні розрядів відбувається переважно за рахунок контактування між обмеженими площинами нерівностей на поверхнях електродів. В ході обробки ці нерівності мають



а - схема процесу; б - вид А на ЕЗ; 1 - ЕЗ (сталь У8А); 2 - ЕІ (графіт МПГ-7); 3 - одинична лунка; 4 - слід від руху розплавленої частки з матеріалу ЕЗ; 5 - дуга

Рисунок 1 - Початкова фаза процесу РОД (пряме помпування; РР - забруднена технічна вода; $I = 100$ А; $U = 30$ В; $P_{ст} = 1$ МПа; зворотна полярність; величина початкового МЕЗ $\delta_n = 0,1$ мм):



а - схема обробки; б - епюра статичного тиску в торцевому МЕП; в - фрагмент поверхні графітового ЕІ після РОД; 1 - ЕІ; 2 - ЕЗ; 3 - дуга

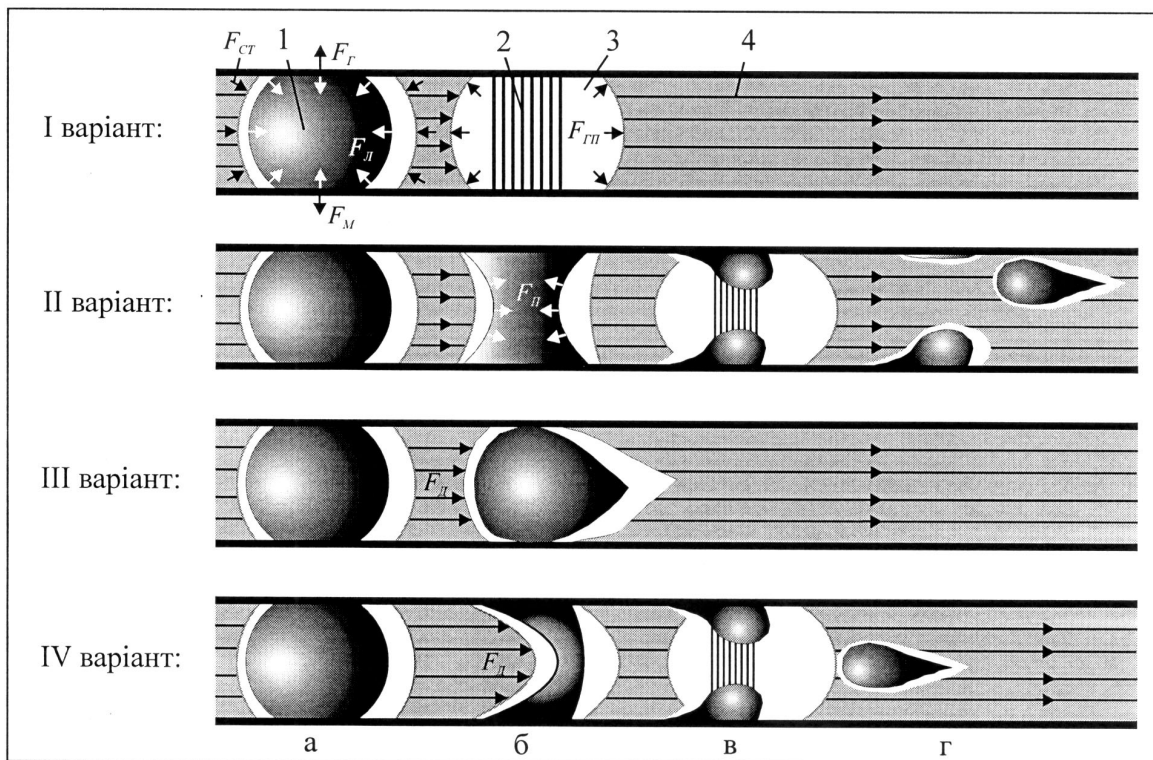
Рисунок 2 - До пояснення механізму ініціації електричних розрядів в процесі обробки:

досить визначений характер. В зоні *A* на електроді-заготовці це місце переходу від меншої шорсткості (одиниці мікронів) на бічній поверхні до більшої (десятки мікронів) на донній. Ці нерівності утворюються лунками. На електроді-інструменті в зоні *A* нерівності утворені продуктами ерозії, що осіли у розплавленому стані. Останнє підтверджується фрактографіями робочої поверхні графітового електрода-інструмента після РОД, які наводяться в роботі [6, с. 115]. Причому, якщо в зоні *A* їх розмір не перевищує сотих часток міліметра, то по мірі зменшення статичного тиску, або, що теж саме, по мірі руху робочої рідини від входу до виходу з МЕП, їх розміри збільшуються до десятих часток міліметра. Крім того, як показано в роботі [6], поверхні графітових електродів-інструментів вкриті й більш меншими частками матеріалу електрода-заготовки з розмірами на рівні 10^{-3} мм. Наявність контактних перемичок в зоні *A* дозволяє віднести принцип обробки в цій зоні до принципів контактно-дугових методів, при яких, як відомо, для формування електричних розрядів в між-електродному проміжку використовується кінематична особливість процесу. Як і у випадку електроконтактної обробки, такою кінематичною особливістю є рух електрода-інструмента. При РОД електрод-інструмент знаходиться в безперервному зворотно-поступальному русі, що дозволяє в залежності від режиму та площі обробки забезпечити необхідну швидкість його переміщення в напрямку руйнування металу і одночасно забезпечити ініціювання дуги у випадку переривання процесу.

Так як в зоні *A* має місце контактування, розглянемо механізм ерозії в цій зоні зважаючи на закономірності електроконтактної обробки та враховуючи особливості РОД. Важливо відмітити, що слід очікувати іншого механізму ерозії при РОД, ніж при електроімпульсній обробці: електродинамічний викид металу неможливий, оскільки при РОД відсутні круті задні фронти імпульсів струму; викид металу після скінчення імпульсу напруги теж неможливий, оскільки в умовах РОД напруга прикладена до між-електродного проміжку постійно. Можливі варіанти розвитку подій в зоні *A* після початку контактування, в залежності від початкових умов, показано на рис. 3. Для всіх варіантів з появою контактної перемички метал в ній за рахунок ленц-джоулевського тепла прогрівається до температури плавлення з утворенням краплини (рис. 3, а). З досягненням цієї температури слід розглянути баланс основних тисків та сил, що діють на краплину розплавленого металу, який продовжує нагріватися і знаходиться в газовій порожнині 3, утвореній з парів робочої рідини. До них відносяться: статичний тиск P_{CT} ; сила F_D від динамічного тиску P_D з боку потоку робочої рідини; лапласівський тиск P_L ; тиск від магнітного поля P_{II} (пінч-ефект); F_G , F_M – сили молекулярної взаємодії по площі поверхонь, відповідно, металева крапля – графіт та металева крапля – метал. Оскільки час тривалості одиночних електроерозійних актів лежить в діапазоні $10^{-2} \dots 10^{-4}$ с [10], справедливо прийняти $P_D = \text{const}$, $F_D = \text{const}$. Лапласівський тиск P_L та сили F_G і F_M від того моменту, коли краплина металу переходить в розплавлений стан, поступово зменшується, так як з наближенням до температури кипіння зменшується коефіцієнт поверхневого натягу α . Тиск P_L намагається зберегти найменшу площу поверхні краплини та попереджує змочування розплавленим металом краплини поверхні електродів. Сила стиснення металевої краплі власним магнітним полем струму, що протікає крізь неї, збільшується із зменшенням площі поперечного перерізу краплі. Отже, маємо:

$$P_{CT} \approx 1 \text{ МПа} = \text{const (типове значення);} \quad F_D = \frac{C_x \rho v^2 \pi R_k^2}{2} = \text{const};$$

$$P_L = \frac{2\alpha}{R_k}, \text{ при } \alpha \rightarrow 0; \quad P_{II} = \frac{I^2}{2\pi R_k};$$



1 - розплавлена краплина; 2 - дуга; 3 - газова порожнина; 4 - МЕЗ

Рисунок 3 - Модельне уявлення про морфологічні особливості ініціювання дуги від розплавленої краплини металу в МЕЗ в зоні А (див. рис. 2) та видалення металу

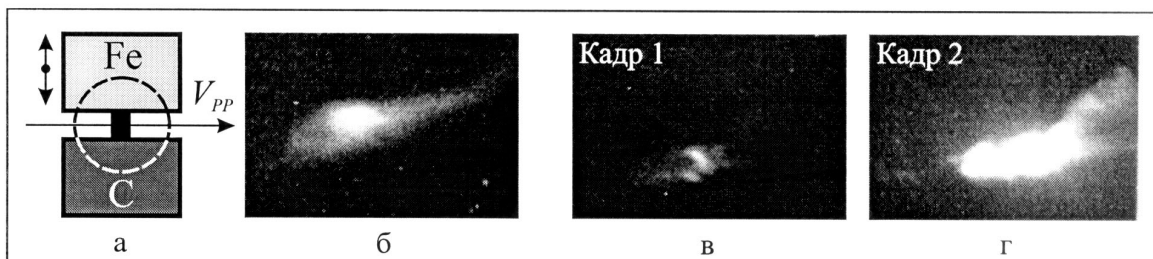
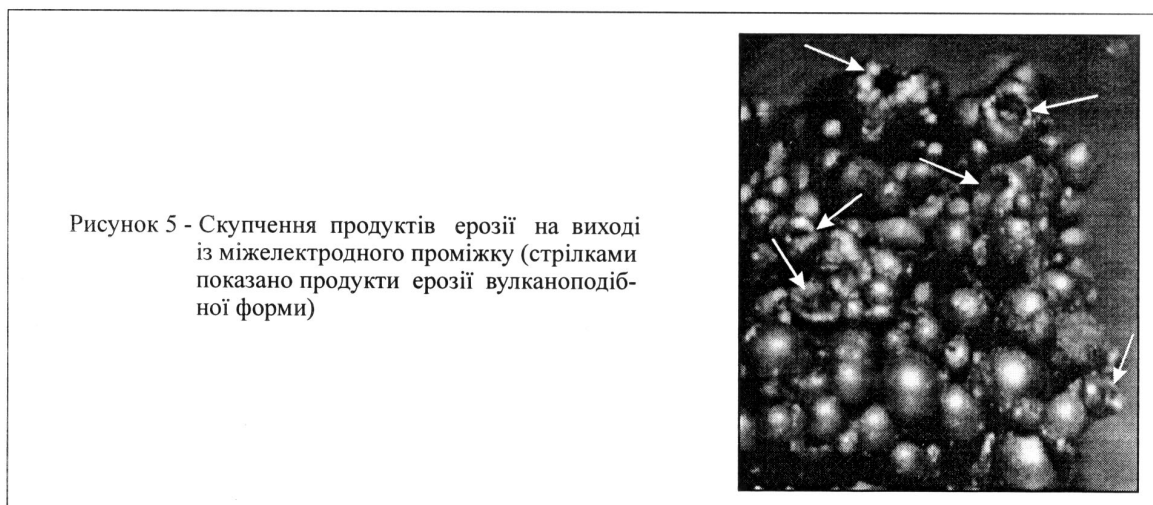


Рисунок 4 - Надшвидкісне фотореєстрування дуги в потоці органічної рідини



$$F_G = 2R_k \Delta\alpha_1;$$

$$F_M = 2R_k \Delta\alpha_2,$$

де C_x – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від форми тіла;

ρ – густина металу краплини;

v – в'язкість рідини;

R_k – радіус краплини металу;

I – сила струму через металеву краплину;

$\Delta\alpha_1$ – енергія відриву краплини по поверхні графіт – метал краплини;

$\Delta\alpha_2$ – енергія відриву краплини по поверхні метал краплини – метал електрода-заготовки.

Враховуючи неможливість кількісного визначення окремих змінних, покажемо можливі варіанти розвитку подій в залежності від співвідношення сил та тисків. Контакткування можливе як через одну краплину металу, так і через кілька таких краплин. В цьому випадку при великій силі струму слід чекати миттєвого вибуху із утворенням рідкої та парової фаз (рис. 3, варіант I). На рис. 3, варіант II представлено випадок, коли сила F_D відносно мала та виконується нерівність

$$P_{CT} + P_{II} > P_L. \quad (1)$$

Тиск P_L та сили F_G та F_M , по мірі подальшого нагрівання, зменшуються, розплавлена краплина стискується тисками P_{CT} та P_{II} і одночасно починає розтікатися по поверхнях електродів. На якомусь етапі вона перетворюється на циліндр і площа її поперечного перерізу зменшується. Одночасно збільшується тиск P_L . Зона найбільшого падіння напруги зміщується з приелектродних областей в центр металевого містка, провокуючи більший нагрів у цьому місці. Місток розривається, ініціюючи розряд. Метал видаляється з лунки та з поверхні графіту в рідкому стані за рахунок високого тиску в парогазовій порожнини та дії динамічного тиску потоку і рухається переважно в напрямку потоку. При недостатньому помпуванні виникає дуга подібна до звичайної зварювальної, а метал видаляється у всіх радіальних напрямках, ініціюючи розряди не тільки в напрямку руху робочої рідини і тому спостерігається не розмірна (груба) обробка. При помпуванні, достатньому для розмірній обробки, але недостатньому для належного видалення продуктів ерозії в напрямку помпування, при РОД виникає тип шорсткості, коли продукти ерозії осідають на бічній поверхні. Далі потік свіжої рідини, що набігає, діонізує міжелектродний проміжок і тим самим запобігає виникненню розряду на тому ж місці через іонізоване середовище.

У випадку виконання нерівності (1), але за умови превалюючої дії сили F_D та недостатньої сили струму для швидкого руйнування краплини, вона спроможна рухатися по між електродному проміжку в напрямку руху робочої рідини, продовжуючи електрично контактувати з електродами (рис. 3, варіант III). Аналогією є зішнурована з розплавом «краплини-дуга» при електроконтактній обробці, яка, за відсутністю потужного помпування робочої рідини, мігрує по міжелектродному проміжку [9]. За інших рівних умов, коли сила F_D має проміжне значення, можливий варіант IV (рис. 3).

Малий, по відношенню до зони B (рис. 2, в), знос в зоні A , пов'язаний з відносно малими термічними навантаженнями в цій зоні на електрод-інструмент від тиску в парогазовій порожнини та малими термічними навантаженнями від дії розрядів. Це пов'язано із геометричним розташуванням зони A відносно бічної поверхні. Приблизно від моменту розплавлення металу краплини, навколо неї з подальшим нагріванням утворюється парогазова порожнина, яка спроможна відтіснити краплину від бічної поверхні. Розмір зони A в плані приблизно дорівнює розміру гексагональних лунок зони B , тобто розміру газових порожнин. Цим пояснюється в кілька разів менша шорсткість на донній поверхні електрода-заготовки в зоні A у порівнянні з зонами B та

В. А з теорії електроімпульсної обробки відомо, що меншій тривалості імпульсів відповідає менша шорсткість.

Зона *Б* являє собою сукупність лунок майже правильної гексагональної форми, витягнутих у напрямку руху робочої рідини. При цьому, по мірі віддалення від периферії (від зони *А*), з незначним збільшенням розмірів в плані, глибина лунок зменшується до нуля, з їх повним виродженням в зоні *В*. Єдиними за розмірами об'єктами, спроможними залишити сліди з розмірами ≈ 1 мм, є газові порожнини, які оточують електричні розряди і які, за результатами надшвидкісної фотореєстрації, мають розміри одного порядку з лунками. За різними даними тиск в газових порожнинах може сягати сотень атмосфер [3]. Таким чином, виявлені лунки є результатом впливу імпульсного високого тиску в газових порожнинах та високої температури розрядів. Форма лунок в зоні *Б* пояснюється тим, що, з геометричної точки зору, шестигранник є найпростішою близькою до кола фігурою, яка забезпечує повне перекриття поверхні. Подовженість шестигранників в напрямку течії робочої рідини пояснюється впливом гідродинамічного тиску на газові порожнини.

На рис. 4, а показано схему робочої зони експериментального пристрою для надшвидкісної фотореєстрації дуги між двома плоскими (товщиною 2 мм) електродами в потоці робочої рідини, що регулюється за швидкістю, з застосуванням фотореєстратора СФР. Верхній рухомий електрод – сталевий, а нижній нерухомий – графітовий. Передня та задня стінки пристрою виконані прозорі (з оргскла). На рис. 4, б (частота зйомки – 6400 к/с; сила струму – 20 А; робоча напруга – 30 В; статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний проміжок – 1 МПа) видно форму розряду та подовженість газової порожнини в напрямку руху робочої рідини.

При достатньому гідродинамічному режимі потоку продукти ерозії, що утворилися в зоні *А*, переважно надходять в зону *Б*. Вони являють собою краплі розплавленого металу. Але, так як вони нагрівалися до температури плавлення при зовнішньому тиску, що дорівнює тиску на вході в міжелектродний проміжок, то по мірі руху в напрямку прокачування робочої рідини, а отже і в напрямку зменшення зовнішнього статичного тиску (рис. 2, б), для його нового значення вони виявляються перегрітими. Це означає, що така метастабільна металева краплина спроможна вибухнути в просторі міжелектродного проміжку (так званий фазовий вибух) за рахунок утворення в її тілі осередків бурного кипіння. Вірогідність такого явища при РОД підтверджується рис. 5, де стрілками показано продукти ерозії вулканоподібної форми з отворами, що свідчать про викид металу з їх середини в розплавленому та пароподібному станах. На рис. 4, в, г наведені результати фотореєстрації дуги з частотою зйомки 9600 к/с, де на першому кадрі показано вибух такої частки в зоні *Б*, а на другому – виникнення дугового розряду на місці вибуху. Таким чином, ініціація розрядів в зоні *Б* відбувається переважно за рахунок фазових вибухів перегрітих продуктів ерозії. Такий механізм ініціації стає можливим при використанні зворотного способу прокачування робочої рідини крізь торцевий міжелектродний зазор завдяки великому градієнту статичного тиску від входу до виходу з міжелектродного проміжку, який відсутній при електроімпульсній та електроконтактній обробках.

В зоні *В* (рис. 2) лунки, що характерні для зони *Б*, вироджуються у плоску поверхню. В цій зоні має місце найменший знос донної поверхні електрода-інструмента. Це означає, що тут, як і в зоні *А*, поверхня електрода-інструмента незначно термічно навантажена від розрядів та імпульсного навантаження від парогазових порожнин. Ця зона являє собою зону коагуляції розплавлених продуктів ерозії, що надходять із зони *Б*. Тобто, поверхня електрода-інструмента контактує тут переважно з краплинами розплавленого металу, сумарний поперечний переріз яких надто великий, для того, щоб їх спроможна була зруйнувати прикладена сила струму.

Те, що напруга обробки не падає нижче 20 В пояснюється значним (у 10 разів і більшим) зростанням питомого опору металів при плавленні і тим, що краплини металу в цій зоні мають багато порожнин. Останнє також сприяє підвищенню електричного опору. Відсутність фазових вибухів пояснюється значно меншим градієнтом тисків в зоні В, ніж в зоні Б, так як величина міжелектродного проміжку тут збільшується в кілька разів.

Виконані експериментальні дослідження розширюють теоретичне уявлення про фізичні особливості ініціювання електричних розрядів при РОД та пояснюють їх відмінність від відомих способів електроерозійної обробки.

Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Дисс... д-ра техн. наук: 05.03.07. – Кіровоград, 1998. – 389 с.
2. Боков В. М. Розмірна обробка електричною дугою титанового сплаву ВТ3-1 // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / - Вип. 13. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 191-196.
3. Золотых Б. Н. О физической природе электроискровой обработки металлов. – В кн.: Электроискровая обработка металлов. Вып. 1. – М.: Изд-во АН СССР, 1957.
4. Размерная электрическая обработка металлов: Учеб. пособие для студентов вузов / Б. А. Артомонов, А. Л. Вишницкий, Ю. С. Волков, А. В. Глазков. Под ред. А. В. Глазкова. – М.: Высш. школа, 1978. – 336 с., ил.
5. Электроэрозионная обработка металлов / М. К. Мицкевич, А. И. Бушик, И. А. Бакуто и др.; Под ред. И. Г. Некрашевича. – Мн.: Наука и техника, 1988. – 216 с.
6. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс ЛТД», 2002. – 300 с.
7. Электрофизическая и электрохимическая обработка материалов: Справочник – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 400 с., ил.
8. Малюшевский П. П., Городенко Г. Г. Исследование влияния внешнего давления и магнитных полей на электрический разряд в жидкости // Электронная обработка материалов. – 1987. № 4. – С. 33-38.
9. Семёнов В. Н., Фотеев Н. К. Воздействие электромагнитного поля на процесс электроконтактной резки // Электронная обработка материалов. – 1983. № 3. – С.5-10.
10. Боков В. М., Гросул І. А. Електрична дуга в умовах гідродинамічного впливу як інструмент для точних технологій. – Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов международной научно-технической конференции в г. Севастополе 13-18 сентября 2004 г. В 4-х томах. – Донецк: ДонГТУ. Т. 1 – 281 с.

Приведены результаты экспериментальных исследований физического механизма возбуждения электрической дуги в условиях процесса РОД.

The article presents the results of experimental research of physical mechanism of electric arc excitation under ADM process.

В.И. Кравцов, проф., д-р техн. наук, А.Ю. Лысых, асп., С.В. Дубовенко, асп.
Херсонский национальный технический университет

Механика элементов подводных стержневых конструкций при нелинейном пространственном деформировании

Рассмотрен метод расчета составных стержневых конструкций, который позволяет получить характеристики напряженно-деформированного состояния в целом для конструкции и для фрагмента стержневой конструкции в отдельности при нелинейном деформировании. Процесс пространственного деформирования описывается системой нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений, которые решаются численно методом продолжения по параметру совместно с применением метода Ньютона-Канторовича. Приведены результаты численных расчетов.

метод граничных элементов, составные стержневые конструкции, нелинейное пространственное деформирование, численные методы

Освоение нефтяных и газовых ресурсов континентального шельфа Украины является одной из важнейших народнохозяйственных задач, решение которой связано со строительством и эксплуатацией специальных сооружений в условиях шельфа, а также разработкой современных прогрессивных технологий проведения таких работ в условиях открытого моря. На основании опыта проектирования, строительства и эксплуатации объектов морских нефтегазопромыслов разработаны рекомендации по определению их основных параметров. Однако детальная разработка проекта возможна только на основании расчетов, учитывающих индивидуальные особенности конструкций, их отличие от уже существующих, конкретные условия внешней среды, в которой будет работать сооружение [1]. Основные виды сооружений нефтегазопромыслов – самоподъемные плавающие установки, железобетонные гравитационные платформы, стационарные платформы со сквозным опорным блоком и полупогружные платформы. Типовым конструктивным элементом таких сооружений является составная стержневая конструкция. Построенные 30-40 лет назад, морские платформы становятся объектом дополнительных исследований, так как износ и устаревание многих деталей делает невозможным применение существующих норм и правил, рассчитанных при проектировании на стандартизированные узлы и детали. Поэтому задача определения несущей способности составных стержневых конструкций, решение вопроса о целесообразности и способах восстановления отказных узлов или о ликвидации сооружения в целом является актуальной как из-за высокой стоимости работ, так и из соображений экологической безопасности.

При расчете составных стержневых конструкций используются различные расчетные схемы. Наибольшее приближение к реальным условиям составных стержневых конструкций обеспечивает метод конечных элементов (МКЭ). Этот метод и соответствующие ему расчетные схемы используются в проектной практике только в конечном рабочем проекте, что объясняется трудоемкостью подготовки входных и выходных данных и высокой стоимостью расчетов на ЭВМ, с помощью которых только и возможна реализация программ [1]. История метода конечных элементов насчитывает несколько десятилетий, – совместными усилиями математиков, инженеров и программистов его удалось сделать универсальным средством решения краевых задач математической физики. В настоящее время библиография по методу конечных

элементов включает десятки тысяч наименований. В основном выделяются два взаимосвязанных направления – теоретическое и прикладное. Теоретики занимаются разработкой новых схем метода, доказательством сходимости, оценками точности и т.д., прикладники рассчитывают реальные конструкции. В данной работе представлены два направления.

Говоря об МКЭ в механике, как правило, подразумевают его классический вариант – метод перемещений. В частности, этот метод описан в [1] для расчета морских платформ. Однако метод перемещений обладает несколькими недостатками: невысокой точностью определения напряжений, сложностью расчета трехмерных тел [2].

Достигнутый прогресс в разработке неклассических вариационных постановок краевых задач механики стимулировал проявление вариантов МКЭ, которые обычно называют методом гибридных конечных элементов (МГКЭ). Одним из таких разновидностей является метод равновесных граничных элементов (МГКЭ), построенный на основе классических вариационных принципов механики. Поэтому разрешающие дискретные уравнения являются аналогами соответствующих непрерывных уравнений теории упругости. Высокая вычислительная эффективность этого метода обусловлена существенным сокращением (в десятки раз) порядка разрешающей системы уравнений за счет того, что рассматриваются только граничные узлы системы [2].

Рассмотрим некоторую подобласть тела и выберем на ее границе два узла. Назовем эту область суперэлементом, используя известную терминологию [3]. В отличие от конечного элемента суперэлемент может иметь произвольную форму и переменное число граничных узлов. В нашем случае (подводная составная конструкция) таким суперэлементом является стержень с двумя граничными узлами (закрепленными концами). Расчет таких стержней при произвольном векторе нагружения и любой пространственной конфигурации продольной оси в линейной постановке затруднений не вызывает. Однако для расчетов при нелинейном и упругом пространственном деформировании, а также для попутного контроля возможной потери устойчивости при продольном нагружении целесообразно использование методики, описанной в [4], которая в данном случае является универсальной. Отметим, что здесь стержень рассматривается в общем случае нелинейного пространственного деформирования и описан системой нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений 18^{ого} порядка, которые решаются численно методом продолжения решений по параметру совместно с применением метода Ньютона-Канторовича.

Если необходимо рассчитать кусочно-однородное тело, то нужно использовать несколько суперэлементов, отождествляя каждый из них с однородной подобластью тела (составной стержневой конструкции). В связи с этим возникает проблема сопряжения соседних суперэлементов. Отметим, что в ряде случаев, например при большом разнообразии нагрузок в каждом из элементов составной стержневой конструкции, для избежания работы с большими суперэлементами рекомендуется разбить их на несколько меньших, обеспечив их соответствующее сопряжение. Принципиально методика сопряжения суперэлементов не отличается от методики, применяемой для конечных элементов. Здесь следует подчеркнуть, что простая подстановка и замена граничных условий в местах сопряжения еще не обеспечивает автоматического перехода от одной задачи к другой; в каждом новом случае появляются свои особенности решений (задание нагрузок, величина шага интегрирования, количество шагов и др.).

Рассмотрим два соседних суперэлемента с номерами i и r и запишем для каждого из них условия сопряжения:

$$\begin{cases} K_{11}^i \{u_i\} + K_{12}^i \{u_{ir}\} = \{Q_i\}, \\ K_{21}^i \{u_i\} + K_{22}^i \{u_{ir}\} = \{Q_{ir}\}, \end{cases} \begin{cases} K_{11}^r \{u_r\} + K_{12}^r \{u_{ri}\} = \{Q_i\}, \\ K_{21}^r \{u_r\} + K_{22}^r \{u_{ri}\} = \{Q_{ri}\}, \end{cases} \quad (1)$$

где $\{u_i\}, \{u_r\}$ – граничные условия, принадлежащие i - му и только r - му элементам; $\{u_{ir}\}, \{u_{ri}\}$ – граничные условия на общей границе элементов. K_i, Q_i – матрицы базисных функций и граничных условий на концах элемента. Если в местах сопряжения действует сосредоточенная сила P или сосредоточенный момент M , то граничные условия следует дополнить соотношениями:

$$\begin{aligned} F_u(s_+^p) - F_v(s_-^p) &= (P_x n_x + P_y n_y + P_z n_z) q / \sqrt{p^2 + q^2} + \\ &+ (P_x b_x + P_y b_y + P_z b_z) p / \sqrt{p^2 + q^2}, \\ F_v(s_+^p) - F_v(s_-^p) &= -(P_x n_x + P_y n_y + P_z n_z) p / \sqrt{p^2 + q^2} + \\ &+ (P_x b_x + P_y b_y + P_z b_z) q / \sqrt{p^2 + q^2}, \\ F_w(s_+^p) - F_w(s_-^p) &= P_x \tau_x + P_y \tau_y + P_z \tau_z \end{aligned} \quad (2)$$

где S – граница интервала интегрирования, n, b, τ – единичные векторы подвижного трехгранника. Аналогично формулируются условия разрыва функций p, q, r в точке приложения момента M :

$$\begin{aligned} p(s_+^M) - p(s_-^M) &= M_u / A, \\ q(s_+^M) - q(s_-^M) &= M_v / B, \\ r(s_+^M) - r(s_-^M) &= M_w / C, \end{aligned} \quad (3)$$

Таким образом, решение поставленной задачи сводится к одновременному дифференцированию интегральных уравнений для каждого элемента в отдельности с соблюдением условий сопряжения.

Составная стержневая конструкция является пространственной в системе координат X, Y, Z , состоящей из элементов (прямолинейных или пространственно изогнутых стержней), жестко соединенных между собой. Для описания равновесия и деформирования отдельно взятого элемента будем различать его внутреннюю и внешнюю геометрию в следующей системе координат: неподвижная (x_i, y_i, z_i) , подвижный трехгранник (u_i, v_i, w_i) , естественный трехгранник (n_i, b_i, τ_i) , принимая для их определения соответственно подходы Лагранжа и Эйлера [4]. Внутренняя геометрия при деформировании элемента вследствие неизменяемости его длины остается неизменной. Она задается координатой S , измеряемой расстоянием вдоль осевой линии от начальной точки до текущей, и подвижной, жестко связанной с рассматриваемым поперечным сечением системой координат (u_i, v_i, w_i) . Главный трехгранник, принадлежащий какой-нибудь точке упругой линии, будет ориентироваться в пространстве как угодно (перемещаться поступательно и вращаться) в процессе деформирования с изменением нагрузки. Координата S индивидуализирует точки упругой линии и вследствие неизменяемости ее длины в процессе деформирования для каждой ее точки остается неизменной. Координата S в данном случае является сопутствующей, вместе с временем T она составляет переменные Лагранжа. Внешняя геометрия определяет положение каждой точки и всей упругой линии элемента в неподвижной системе координат O_{xyz} , позволяющей индивидуализировать точки пространства, в которых могут находиться точки элемента

в процессе деформирования. Геометрические координаты $Oxyz$ являются переменными Эйлера. Основная задача сведется к установлению связи между переменными Лагранжа и Эйлера:

$$x = x(s, t), \quad y = y(s, t), \quad z = z(s, t), \quad (4)$$

Если деформирование во времени происходит медленно и силы инерции пренебрежимо малы, то задачу упругого формоизменения можно считать статической, а время t формально заменить параметром λ , характеризующим интенсивность внешнего возмущения, действующего на элемент.

Для численной реализации поставленной задачи представим равновесие механической системы функциональным уравнением $F(x) = 0$, где x – вектор состояния; F – дифференцируемый по x необходимое количество раз нелинейный оператор. Введем параметр $0 \leq \lambda \leq 1$ и построим оператор $G(x; \lambda) = \Phi(x) - \lambda b$ такой, чтобы выполнялось равенство $G(x; \lambda) = \Phi(x) - \lambda b = F(x)$ и при $\lambda = 0$ уравнение $G(x; 0) = 0$ имело очевидное решение x^0 . Пусть уравнение $G(x; \lambda) = 0$ имеет непрерывное решение $x = x(\lambda)$, определенное при $0 \leq \lambda \leq 1$ и удовлетворяющее условию $x(0) = x^0$. Разобьем промежуток $[0, 1]$ точками $\lambda_{(0)} = 0 < \lambda_{(1)} < \dots < \lambda_{(m)} = 1$. По формуле Тейлора в окрестности точки $x_{(n)}$ ($0 \leq n \leq m$), удерживая в разложении некоторое число членов и имея элемент $x_{(n)}$, можно приближенно найти $x_{(n+1)}$. Равенство $x_{(0)} = x^0$ описывает последовательность операций, приводящих к элементу $x_{(m)}$. Каждый этап процесса представляет собой один шаг итерационного метода Ньютона-Канторовича. Условия сходимости являются одновременно и достаточными условиями существования решения в некоторой окрестности рассматриваемого состояния. Для реализации этого подхода составлен пакет прикладных программ, позволяющий определить напряженно-деформированное состояние (НДС) стержня произвольной пространственной геометрии [4] при произвольном векторе действующих статических, квазистатических или динамических нагрузок. Отличительной особенностью методики является возможность изменения геометрии объекта и (или) действия нагрузок (их добавление или снятие) в процессе неограниченного упругого нелинейного деформирования.

Покажем реализацию сформулированного подхода на примере расчета элемента составной стержневой конструкции, изображенного на рис.1. Здесь участок подводной составной конструкции состоит из двух жестко соединенных стержней, один из которых прямолинейный (AB), а другой – пространственно криволинейный (BC). Нагрузим эти стержни равномерно распределенной по всей длине нагрузкой и одной сосредоточенной силой (рис.1).

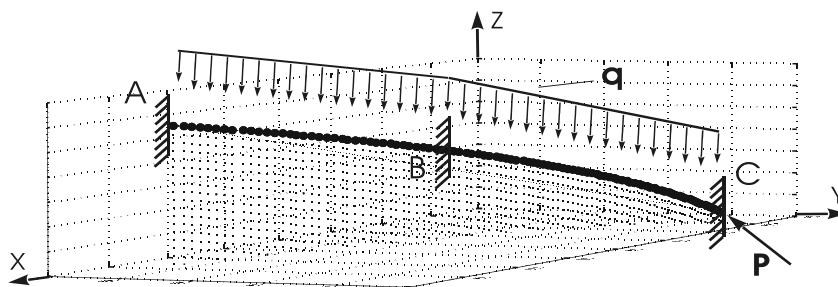


Рисунок 1 – Пространственно изогнутый фрагмент составной стержневой конструкции, нагруженный распределенной и сосредоточенной нагрузкой

Если принять, что деформирование будет линейно, а значит справедлив принцип суперпозиции действия сил, то решение такой задачи особых затруднений не вызывает. Однако, здесь необходимо показать возможность применения методики [4] для использования модификации МКЭ. Решение поставленной задачи сведем к одновременному дифференцированию интегральных уравнений для каждого элемента (AB и BC) в отдельности с соблюдением условий сопряжения (1) - (3). В результате численного решения получены характеристики напряженно-деформированного состояния для конструкции в целом и для элемента BC в отдельности. На рис.2, а и 2, б это соответственно изгибающие моменты относительно собственных осей. Заметим, что вектор НДС в точке B для элемента BC является граничными условиями для элемента AB в точке B.

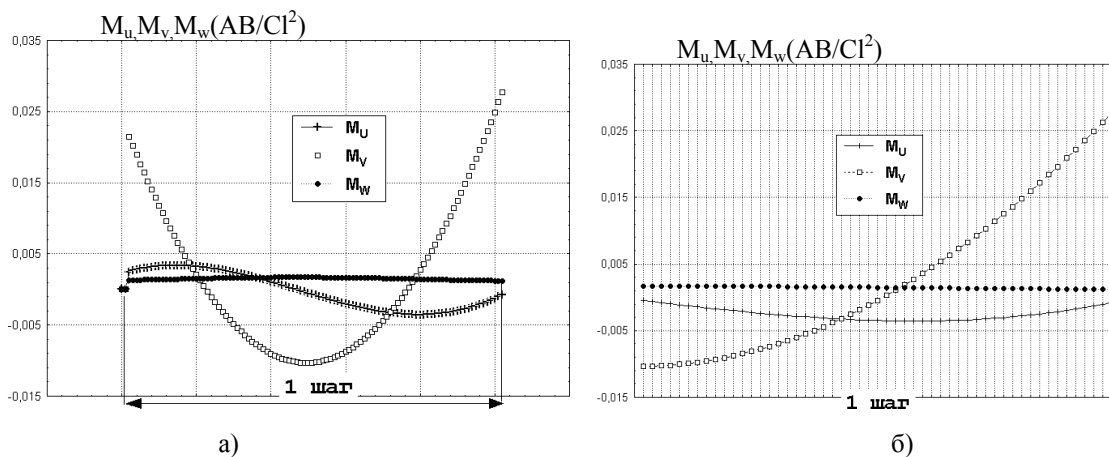


Рисунок 2 – Характер распределения изгибающих моментов в сопряженных стержнях AC (а) и в отдельно взятом стержне BC (б)

Сформулированный подход реализован в виде компьютерной программы, написанной на алгоритмическом языке СИ⁺⁺ с использованием подпрограмм FORTRAN – 77. Для решения конкретной задачи достаточно задать координаты узлов составной конструкции, приняв координаты конца какого-нибудь стержня за начало отсчета глобальной системы координат, жесткости стержней и нагрузки, расположенные как угодно в пространстве. Следует отметить, что нагружение может быть осуществлено на любой стержень (стержни) подводной составной конструкции, а нагрузки

(сосредоточенные, распределенные, моментные) отображаются при этом визуально на экране дисплея.

В результате численного расчета по методике, описанной в [1], выходные данные могут быть получены в удобном для пользователя виде. Например, возможно отслеживание на мониторе любой характеристики НДС отдельно выбранного стержня подводной составной конструкции или несколько стержней, или всех стержней одновременно, возможна также постановка автоматического ограничения в счете, например, по допускаемым напряжениям или по критическим продольным усилиям для любого из стержней. При этом время счета составной стержневой конструкции, состоящей из 200 стержней, при использовании компьютера с тактовой частотой 2000 МГц и оперативной памятью 256 Мб составляло 30 сек. С учетом подготовки входных данных время на расчет реальной составной стержневой конструкции, составляющей основу морских платформ, может составлять от одного до двух часов, поэтому решение задачи возможно с помощью бортового компьютера. Практика использования методики при решении тестовых задач показала, что для достаточной уверенности в достоверности получаемых результатов необходимо убедиться в сходимости интегрирования разрешающих уравнений. Одним из таких признаков является визуальное наблюдение с помощью компьютерной графики за геометрией объекта непосредственно в процессе решения на любом шаге интегрирования. Если по каким-то причинам (неправильно выбраны начальные условия, неправильно выбрана величина шага нагрузки и тому подобное) задача численно не решается, то это, кроме программного контроля, сразу отображается на дисплее компьютера в виде нелогично расположенных геометрических форм объекта.

Список литературы

1. Возний В.Р., Ільницький М.К., Любимцев В.О. Проектування, будівництво та експлуатація морських нафтогазових споруд: Підручник. – К.: Українська книга, 1999. – 231 с.
2. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. – Х.: Харьк. ун-т, 1991. – 272 с.
3. Кравцов В.І. Механіка гнучких морських конструкцій. – К.: Наукова думка, 1999. – 131 с.
4. Метод суперэлементов в расчетах инженерных сооружений/ Под ред. В.А. Постнова. – Л.: Судостроение, 1979. – 288 с.

Розглянуто метод розрахунку складених стержньових конструкцій, який дозволяє отримати характеристики напружено-деформованого стану для конструкції в цілому і для фрагмента конструкції окремо при нелінійній деформації. Процес просторової деформації описується системою нелінійних звичайних диференціальних рівнянь, які розв'язуються числовим методом продовження по параметру сумісно із застосуванням методу Ньютона-Канторовича. Приведено результати числових розрахунків.

The method of computation of component pivotal constructions, which allows to get characteristics of the tense-deformed state on the whole for construction and for the fragment of construction separately at nonlinear deformation, is considered. The process of spatial deformation is described by the system of nonlinear usual differential equalizations which decide numeral by the method of continuation on a parameter jointly with the use of the Nyutona-Kantorovich method. The results of numeral computations are resulted.

Фізичні особливості та прогнозування якості процесу вирубування

Виявлено відмінність характеру кривих зміни зусиль вирубування для різних за опором зрізу матеріалів. Встановлено вигляд кількісної залежності глибини впровадження пуансона в матеріал до виникнення сколюючих тріщин від величини опору зрізу. Отримані математичні моделі глибини впровадження пуансона в матеріал до виникнення сколюючих тріщин і висоти задирки від товщини зразка та двобічного зазору.

вирубування, криві зміни зусиль, глибина впровадження пуансона до виникнення сколюючих тріщин, висота задирки, математичні моделі

В основних галузях сучасної промисловості питома вага штампованих із листового прокату деталей складає 60 ... 80 %, а при виготовленні товарів широкого вжитку – 95 ... 98 % [1, с. 5]. Для відокремлювання готового виробу від заготовки (відходу) у листовому штампуванні широко використовуються різноманітні розділові операції, зокрема операція вирубування, при якій відокремлення відбувається за замкнутим контуром.

Загально відомо, що процес вирубування відбувається в три стадії. На першій стадії спостерігається пружна деформація заготовки; пуансон проводить стиснення металу, внаслідок чого з'являється пружний прогин. Друга стадія характеризується розвитком пластичної деформації та видавлюванням металу в отвір матриці; метал зминається та плине до моменту, коли концентрація напружень досягає опору зрізу. На третій стадії з'являються сколюючі тріщини, а далі відбувається власне розділення металу. В роботі [2], на підставі аналізу кривих залежності зміни зусилля вирубування P від глибини впровадження пуансона в заготовку h , автор М. Ю. Зубцов виділяє характерні для даного процесу ділянки у відповідності з послідовністю їх виникнення:

- ділянку, що характеризує пружну деформацію (перша стадія);
- ділянку, що характеризує пластичну деформацію, коли зусилля вирубування досягає максимальної величини (друга стадія);
- ділянку, що характеризує повне руйнування матеріалу (третя стадія);
- ділянку, що характеризує зусилля подолання сил тертя взаємно зміщених частин металу та зусилля вштовхування деталі в отвір матриці. Слід відмітити, що, за результатами дослідження М. Ю. Зубцова, зусилля на цій ділянці змінюється плавно (без коливань) і для м'яких і для твердих матеріалів. В той же час, на наш погляд, слід чекати відмінності в характері кривих $P = f(h)$ для матеріалів в залежності від їх фізико-механічних властивостей, зокрема від опору зрізу σ_z ;
- ділянку, що характеризує зусилля проштовхування деталі крізь отвір в матриці.

Якість вирубування визначається багатьма факторами, зокрема висотою задирки ΔZ . Вона, як відомо, визначається фізико-механічними властивостями вихідного матеріалу, двобічним зазором Z між пуансоном та матрицею, а також товщиною S заготовки. Однак при розробці технологічних процесів прогнозування висоти задирки в залежності від вказаних вище параметрів є неможливим, в зв'язку з відсутністю її математичної моделі. Аналогічна ситуація склалася в листовому штампуванні і з

висотою блискучого пояска i на поверхні зрізу, що відповідає глибині впровадження пуансона в матеріал до утворення тріщин сколювання.

Для виявлення залежності $i = f(\sigma_3)$ - глибини впровадження пуансона в матеріал зразка до виникнення сколюючих тріщин від опору зрізу σ_3 – треба в процесі експерименту варіювати його опором зрізу. Оскільки, як відомо, неперервне регулювання опором зрізу одного матеріалу (без нагрівання) на сьогоднішній день не уявляється можливим, запропоновано, як методичний прийом, в рамках стандартного експерименту варіювати даним параметром дискретно за рахунок зміни матеріалу. З цією метою: вирубуванню підлягали зразки однакових геометричних параметрів ($d = 15$ мм, $S = 6$ мм); вирубування зразків здійснювали пуансоном одного діаметра ($d_n = 14,45$ мм), що забезпечувало однаковий двобічний зазор $Z = 0,55$ мм; матеріал I зразка – свинець (литво, $\sigma_3 = 51,5$ МПа), матеріал II зразка – алюмінієвий сплав Д12М ($\sigma_3 = 102$ МПа), матеріал III зразка – сталь 45 ($\sigma_3 = 523$ МПа).

На першому етапі, з використанням універсальної випробувальної машини УИП-50, досліджували залежність зусиль вирубування P від глибини h впровадження пуансона для різних матеріалів (рис. 1). Як бачимо, для матеріалів з опором зрізу $\sigma_3 > 51,5$ МПа на ділянці переборювання пуансоном сил тертя взаємно зміщених частин металу та зусилля вштовхування деталі в отвір матриці, спостерігається гармонійне затухаюче коливання зусиль з підвищенням початкової амплітуди в бік збільшення опором зрізу σ_3 . В той же час для більш пластичного матеріалу ($\sigma_3 \leq 51,5$ МПа) коливань зусиль не виявлено.

На другому етапі дослідження, на підставі даних першого, встановлено вигляд кількісної залежності глибини i впровадження пуансона в матеріал зразка до виникнення сколюючих тріщин від величини опором зрізу σ_3 (рис. 2). Як бачимо, ця залежність носить явно виражений нелінійний характер з суттєвим зростанням i в бік зменшення опором зрізу σ_3 .

Методика побудови математичних моделей параметрів процесу вирубування (глибини i впровадження пуансона в матеріал до утворення сколюючих тріщин та висоти задири ΔZ) включала в себе наступні етапи:

- відбір факторів, що впливають на параметри процесу вирубування, які є об'єктами побудови математичних моделей. На підставі апріорної інформації були відібрані як фактори: двобічний зазор між пуансоном та матрицею Z (X_1), мм; товщина заготовки S (X_2), мм;

- підготовка експериментального штампа, на якому вибрані фактори задовольняють вимогам керованості та операціональності;

- фіксація інших параметрів процесу на наступних рівнях: діаметр заготовки, що вирубується – 15 мм; зовнішній діаметр зразка – 30 мм; матеріал заготовки – свинець ($\sigma_3 = 51,5$ МПа);

- побудова матриці планування експерименту. Вибраний план - 2^2 , що відповідає повному двофакторному експерименту (таблиця 1);

- розрахунок співвідношень між кодовими (x) та натуральними (X) масштабами факторів:

для двобічного зазору

для товщини заготовки

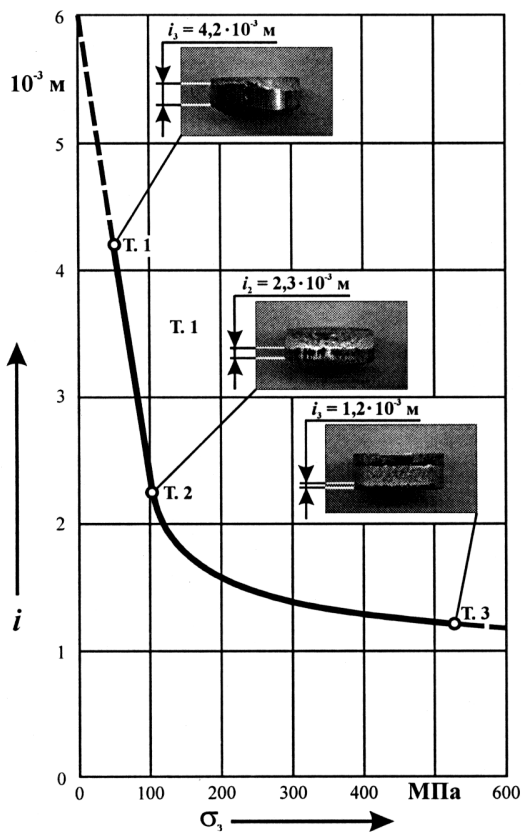
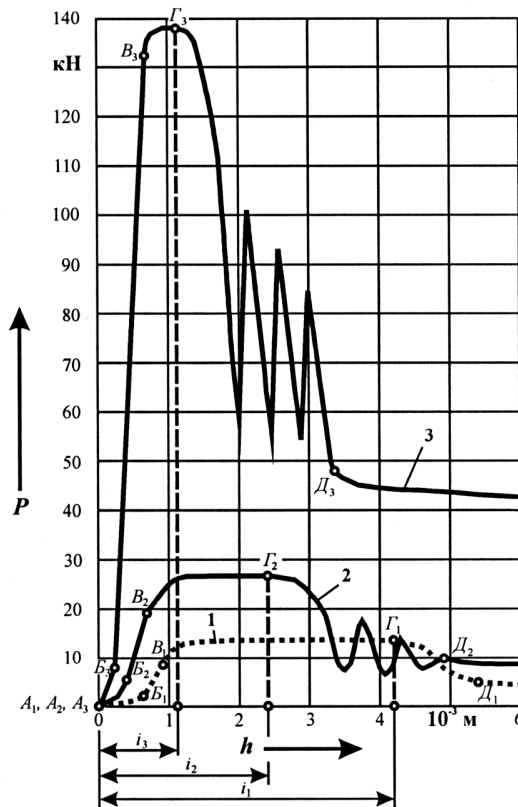
$$x_1 = \frac{X_1 - 0,35}{0,20};$$

$$x_2 = \frac{X_2 - 9}{6}.$$

- побудова лінійної моделі вигляду:

- 1 - свинець (литво, $\sigma_s = 51,5$ МПа);
 2 - алюмінієвий сплав Д12М ($\sigma_s = 102$ МПа);
 3 - сталь 45 ($\sigma_s = 523$ МПа)

Рисунок 1 - Характер зміни зусиль вирубання P в залежності від глибини впровадження h пуансона для різних матеріалів (товщина заготовки $S = 6$ мм = const; величина двобічного технологічного зазору $Z = 0,55$ мм = const)



Матеріали зразків:

- точка 1 - свинець (литво, $\sigma_s = 51,5$ МПа;
 - точка 2 - алюмінієвий сплав Д12М ($\sigma_s = 102$ МПа);
 - точка 3 - сталь 45 ($\sigma_s = 523$ МПа).
- Товщина зразків: $S = 6 \cdot 10^{-3}$ м = const

Рисунок 2 - Залежність глибини i впровадження пуансона в матеріал зразка до виникнення сколюючих тріщин від опору зрізу σ_s

$$y = b_0 + \sum_{i=2}^1 b_i x_i ,$$

де b_0, b_i – коефіцієнти регресії моделі. Відповідно до вибраного плану було проведено чотири досліди, кожен з яких дубльований чотири рази, а для подальшого розрахунку приймалися їх середньоарифметичні значення. Крім того, для оцінки дисперсії досліду виконували чотири досліди в центрі плану. Далі предметом розрахунку були: дисперсія досліду, коефіцієнти регресії, дисперсія оцінок, довірчий інтервал варіювання, а після отримання математичних моделей – перевірка гіпотези про їх адекватність. Розрахунки здійснювалися за рекомендаціями роботи [3].

Таблиця 1 – Матриця планування експерименту (план 2^2)

Фактор				Z, мм	S, мм	Параметри, що досліджуються (функції)									
Основний рівень (X_{i0})				0,35	9	Глибина впровадження пуансона в матеріал до утворення сколюючих тріщин i , мм					Висота задирки ΔZ , мм				
Інтервал варіювання (ΔX_i)				0,20	6										
Верхній рівень ($X_i = +1$)				0,55	15										
Нижній рівень ($X_i = -1$)				0,15	3										
Код				x_1	x_2	y_{11}	y_{12}	y_{13}	y_{14}	y_1	y_{21}	y_{22}	y_{23}	y_{24}	y_2
Номер досліду	1	Порядок реалізації	3	+	+	11,40	7,05	6,00	4,50	7,237	0,07	0,02	0,05	0,03	0,0425
	2		1	+	-	1,43	1,91	1,65	1,8	1,707	0,04	0,03	0,05	0,01	0,0450
	3		2	-	+	7,90	8,50	12,10	11,30	9,95	0,04	0,03	0,03	0,01	0,0275
	4		4	-	-	2,20	2,62	2,65	2,43	2,475	0,07	0,04	0,04	0,02	0,0425
Досліди у центрі плану			1	0	0	5,70	5,65	5,565	5,625	5,65	0,04	0,038	0,04	0,038	0,0390
			2	0	0	5,60	5,675	5,65	5,675	5,65	0,03	0,05	0,05	0,03	0,0400
			3	0	0	4,75	4,65	4,75	4,65	4,70	0,038	0,04	0,04	0,038	0,0390
			4	0	0	5,00	5,05	5,20	5,15	5,10	0,04	0,04	0,03	0,05	0,0400

Отримана математична модель глибини i впровадження пуансона в матеріал до утворення сколюючих тріщин має вигляд:

$$i = 5,342 - 0,870x_1 + 3,251x_2 . \quad (1)$$

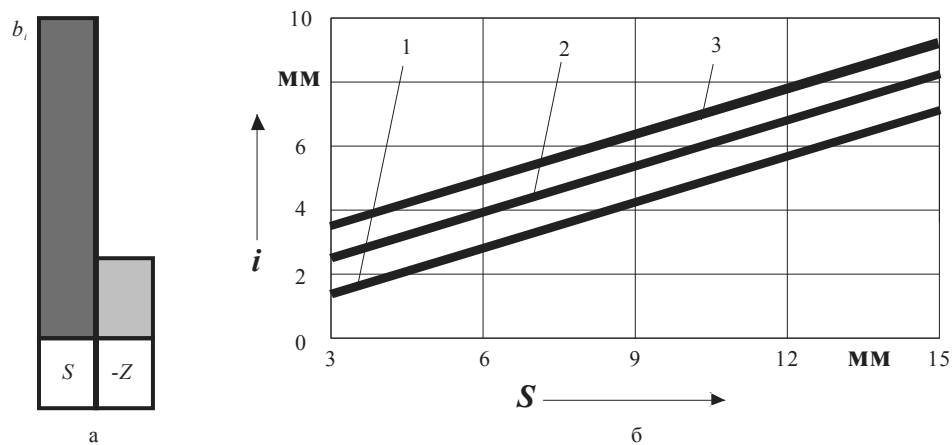
Із аналізу моделі (1) виходить, що найбільший вплив на глибину впровадження пуансона в матеріал до утворення сколюючих тріщин виявляє товщина деталі S (рис. 3, а), із підвищенням якої i збільшується (рис. 3, б). Саме тому треба вважати товщину деталі S головним керуючим фактором. Вплив двобічного зазору – негативний та значно менший, але має істотне значення.

Математична модель висоти задирки ΔZ має наступний вигляд:

$$\Delta Z = 0,0393 + 0,00437x_1 - 0,00437x_2 . \quad (2)$$

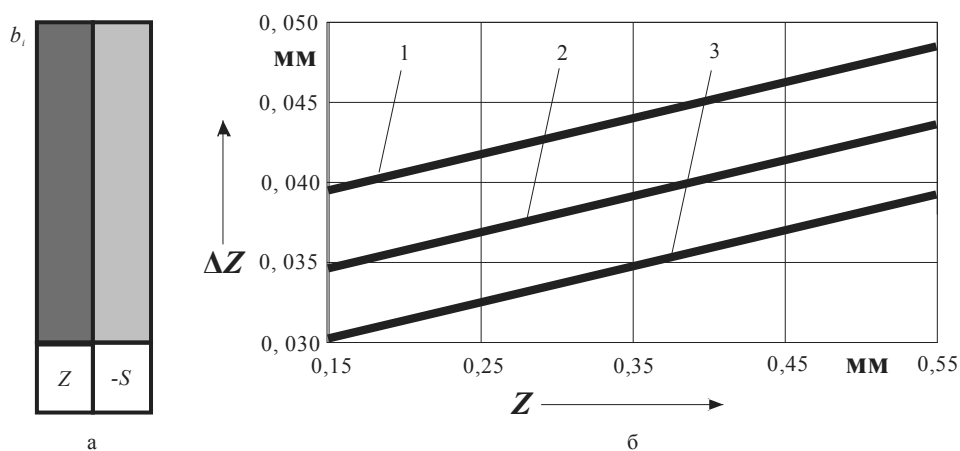
Із аналізу моделі (2) виходить, що ступінь впливу обох факторів (Z та S) на висоту задирки ΔZ однаковий (рис. 4, а). В той же час виявлено (рис. 4, б), що із підвищенням зазору Z висота задирки збільшується, а з підвищенням товщини деталі S – зменшується. Таким чином, кожен із вказаних факторів може виконувати функцію головного керуючого фактора. Але в більшості випадків в умовах реального виробництва товщина матеріалу задана кресленням на деталь, що вирубється. Саме тому за головний керуючий фактор доцільно приймати двобічний зазор.

Виконані експериментальні дослідження розширюють фізичне уявлення про процес вирубання як технологічну операцію холодного листового штампування та дозволяють прогнозувати якість її реалізації.



1 - $Z = 0,55$ мм; 2 - $Z = 0,35$ мм; 3 - $Z = 0,15$ мм

Рисунок 3 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність (б) глибини i впровадження пуансона в матеріал до утворення сколюючих тріщин від S та Z



1 - $S = 0,55$ мм; 2 - $S = 0,35$ мм; 3 - $S = 0,15$ мм

Рисунок 4 - Ступінь впливу факторів (а) та залежність (б) висоти задирки ΔZ від S та Z

Список літератури

1. Боков В. М. Конструювання та виготовлення штампів. Штамп як об'єкт проектування. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс ЛТД», 2005. – 216 с.
2. Зубцов М. Е. Листовая штамповка: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и технология обработки металлов давлением». – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. -432 с., ил.
3. Новик Ф. С., Арсов Я. Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов, 1998.– 217с.

Приведены результаты исследований физических особенностей процесса вырубки.

The article presents the research results of physical features of blanking process.

В.Н. Кропивный, проф, канд. техн. наук, Ю.В. Кулешков, проф, канд. техн. наук, В.В. Русских, инж.

Кировоградский национальный технический университет

Выбор материала для восстановления и упрочнения шестерен насосов НШ контактной наваркой износостойких композиционных порошковых материалов

В статье предложен состав компонентов износостойких композиционных порошковых материалов для восстановления шестерен насосов НШ под увеличенный ремонтный размер контактной наваркой износостойких композиционных материалов на цементированные поверхности шестерен.
материал, контактная наварка, износостойкий композиционный порошковый материал, микротвердость, прочность сцепления, износостойкость, состав компонентов, математическое планирование эксперимента

Исследованиями технического состояния шестерен насосов НШ установлено, что ведущим видом износа является абразивный износ частицами, закрепленными в более мягких поверхностях сопрягаемых с шестернями деталей.

Традиционно используемые материалы уже не удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям, в частности, по износостойкости. Для работы в условиях интенсивного абразивного износа, покрытия должны иметь высокую твердость, сравнимую с твердостью абразива [1]. Микротвердость абразива оценивается в зависимости от состава и лежит в пределах 6...16 ГПа. Создание таких покрытий является, в ряде случаев, наиболее перспективным, а иногда и единственно возможным средством позволяющих увеличить долговечность машин.

Одним из путей решения этой проблемы является контактная наварка износостойких композиционных порошковых материалов (КН ИКПМ), в которых вязкая матрица упрочняется высокоизносостойкими компонентами. Металлокерамические материалы типа карбидов, боридов, нитридов или оксидов, обладая уникальными свойствами в отношении износостойкости, обладают рядом неудовлетворительных качеств, таких как высокая хрупкость, высокое удельное электросопротивление, плохая свариваемость с основой и хрупкость нанесенных покрытий.

Цель исследования – определить состав износостойкого композиционного порошкового материала для обеспечения повышения качества восстановления и упрочнения цементированных поверхностей вершины зубьев шестерен при контактной наварке, в частности прочности сцепления и микротвердости.

Объект исследования – состав износостойких композиционных порошковых материалов для восстановления цементированных поверхностей вершин зубьев шестерен насосов НШ.

Предмет исследования прочность сцепления и микротвердость нанесенного контактной наваркой покрытия из ИКПМ на цементированные поверхности вершин зубьев шестерен насосов НШ.

Для компенсации хрупкости упрочняющей составляющей ИКПМ использовали более мягкую и вязкую матрицу [2, 3].

Для повышения электропроводности высокоизносостойких компонентов предлагается использовать частицы порошка, плакирование металлом с высокой электропроводностью [4].

Для повышения качества нанесенного покрытия: прочности сцепления, ударной вязкости и износостойкости, при разработке технологии КН ИКПМ были реализованы максимальное количество факторов, активирующих процессы КН ИКПМ.

В технологическом аспекте все активирующие факторы, позволяющие влиять на возможность получения покрытия из ИКПМ из разнородных компонентов и их совместимость при КН, можно разделить на пять групп: механические, температурные, химические структурные и дисперсионные [4].

Кроме того, повышения качества наносимого покрытия, повышения прочности сцепления и ударной вязкости предлагается использовать ТЦО, которая органично вписывается в предлагаемую технологию КН ИКПМ [5].

Одновременное применение в технологиях нанесения ИКПМ механического, температурного химического и дисперсионного активирования, а также их многократное повторное использование при ТЦО резко повышает эффективность и качество КН.

Из вышеизложенного следует, что ставится задача нанесения упрочняющего высокоизносостойкого покрытия КН ИКПМ на изношенные вершины зубьев шестерен, способного противостоять абразивному износу и обеспечить необходимую прочность сцепления и ударную вязкость. Указанная задача распадается на две подзадачи - это выбор оптимального состава компонентов матрицы и наполнителя: их соотношения, порядка расположения фаз в наваренном ИКПМ и совместимости компонентов и разработка технологии нанесения ИКПМ.

В данной работе представлены результаты выбора состава ИКПМ для восстановления и упрочнения цементированных вершин зубьев шестерен контактной наваркой.

Требования, предъявляемые к упрочняющей фазе в структуре ИКПМ в условиях абразивного изнашивания состоят в следующем: высокое содержание в ИКПМ, не менее 50 %, заданная дисперсность до 100 мкм и ее равномерное распределение, твердость частиц упрочняющих компонентов должна быть выше твердости абразива, расстояние между частицами должны быть меньше размера частиц абразива, должна быть высокой когезионная связь между компонентами ИКПМ.

Резерв повышения износостойкости наваренных материалов - многокомпонентное легирование твердыми частицами: карбидами, оксидами, боридами, силицидами и нитридами. С точки зрения уровня свойств и доступности более перспективны для использования в качестве наполнителей износостойких ИКПМ карбиды и оксиды [6].

Одной из основных задач являлся выбор составляющих ИКПМ, при которых наваренное покрытие способно противостоять абразивному износу.

Использование в качестве наполнителей ИКПМ, предназначенных для КН карбидов металлов объясняется высокой их твердостью и износостойкостью, а также гораздо более высокой электропроводностью по сравнению, например, с оксидами или нитридами. Достаточно высокая электропроводность является одним из основных требований, предъявляемых к материалам, навариваемых КН. Учитывая дефицитность карбида вольфрама, в наших экспериментах в качестве высокоизносостойкого компонента использовали карбиды хрома и титана.

Карбид хрома является одним из самых эффективных материалов, используемых в качестве износостойкого компонента [7] его отличает: высокая износостойкость и твердость, хорошая химическая стабильность, небольшой коэффициент трения, хорошее сцепление с поверхностью материала основы, способность не разрушаться под действием механических и тепловых нагрузок.

Карбид хрома предлагается вносить в состав ИКПМ в виде порошка КХНП-20 (ТУ 48-19-381-85), состоящий из 80% карбида хрома Cr_3C_2 , плакированного 20% никеля, производства НПО «Тулачермет». Микротвердость карбидов хрома составляет $H_{\mu} = 13...19 \text{ ГПа}$ [7, 8].

Никель способствует упрочнению матрицы и увеличению ее вязкости, выступает, как химический и дисперсионный активатор процесса КН, поскольку находится на поверхности частичек карбида хрома в ультрадисперсном и очень активном состоянии [4] и, наконец, находясь на поверхности частичек карбида хрома резко повышает их электропроводность, что крайне важно для стабильности протекания процесса КН на цементированные поверхности зубьев шестерен. Наличие никеля позволяет снизить растворение карбидов хрома в матрице, улучшить процессы сцепления наполнителя с основой, способствует уменьшению пористости в процессе спекания.

Однако высокая твердость упрочняющей фазы, как правило, сопровождается высокой хрупкостью, которая должна компенсироваться более мягкой и вязкой матрицей. По современным представлениям, твердость пластичной матрицы должна быть порядка 4...6 ГПа, а разница в микротвердости упрочняющих и связующих фаз ИКПМ должна составлять 5...7 ГПа [2, 3]. Только в этом случае в матрице будет происходить релаксация возникающих напряжений.

Для повышения твердости и прочности матрицы в качестве легирующих элементов чаще всего используются бор, хром и углерод. Структура матрицы должна соответствовать структуре аустенитно-мартенситной стали с твердостью 4...4,6 ГПа. Хром является прекрасным карбидообразующим элементом. Во время спекания углерод из карбидов диффундирует в матрицу и может образовывать новые мелкие карбиды с металлом матрицы и, в первую очередь, с хромом [9, 10, 11]. Опираясь на данные [12, 13] о влиянии хрома на прочность и износостойкость порошков, рекомендуемая концентрация хрома составляет 15...28 %.

Объемное содержание керамического наполнителя для условий абразивного изнашивания, может изменяться в широких пределах - от 20 до 85 % [14]. При этом малый объем твердых фаз в структуре (до 15 %) не обеспечивает существенного повышения износостойкости материала. Кроме того, необходимым свойством использования ИКПМ для КН является достаточный уровень его электропроводности, иначе процесс просто будет невозможен.

Для исследования процесса КН ИКПМ способных успешно противостоять абразивному износу в качестве металлической матрицы наваренного покрытия использовали порошки ПГ-УС-25, ПГ-С27 и ПГ-ФБХ - 6-2, торезского завода наплавочных твердых сплавов с размером фракции – 30...40 мкм. Химический состав порошков представлен в таблице 1.

Вначале выбрали состав матрицы. В качестве параметра оптимизации была принята прочность сцепления покрытия с основой – цементированной вершиной зуба шестерни. Контактную наварку проводили при следующих режимах: величина импульса тока - $I=16,0$ кА, давление прессования ИКПМ - $P=35$ МПа, продолжительности импульса $t = 0,45$ с и число циклов при термоциклической обработке (ТЦО) – $n = 5$.

Таблица 1 - Химический состав порошка матрицы

Марка порошка	Содержание элементов в порошке, %										
	C	Cr	Si	Mn	Ni	B	W	Mo	S	P	Fe
ПГ-УС-25	4,5...5,5	38...44	1,5...2,8	менее 2,5	1,0...1,8		-	-	не более 0,07	не более 0,06	остальн. 55...43
ПГ-С27	3,6...4,5	25...28	1,0...2,0	0,8...1,5	1,5...2,		0,2...0,4	0,1...0,15	не более 0,07	не более 0,06	остальн. 61,5...68
ПГ-ФБХ - 6-2	4,0...4,5	30,0...34,	1,5...1,75	2,0...2,7	-	1,0...1,6			не более 0,07	не более 0,06	остальн. 61,5...68

Результаты экспериментальных исследований КН ИКПМ на цементированные поверхности вершин зубьев шестерен, представленные в табл. 2, свидетельствуют о том, что в качестве матрицы предпочтительнее оказался порошок ПГ-ФБХ -6-2. Покрытия, наносимые КН ИКПМ, в состав которого в качестве матрицы выбран порошок ПГ-ФБХ-6-2 обладают прочностью сцепления на 12,5% выше по сравнению с ИКПМ с матрицей из порошка ПГ-С27.

Таблица 2 - Результаты исследований ИКПМ на прочность сцепления при КН на цементированные зубья шестерен в зависимости от состава матрицы

Марка порошка матрицы ИКПМ	Процентное содержание порошка матрицы в ИКПМ %	Состав упрочняющей фазы в %		Прочность сцепления с основой МПа
		КХНП-20	TiC	
ПГ -УС-25	50	35	15	165
ПГ- С27	50	35	15	175
ПГ-ФБХ -6-2	50	35	15	200

Следует отметить, что в состав порошков матрицы ПГ-ФБХ -6-2 в качестве упрочняющего элемента матрицы и химического активатора процесса КН входит бор, который обеспечивает увеличение ее прочности на 15%, микротвердости на 25% и прочности сцепления с основой на 15%. Образование карбидов бора ведет к существенному упрочнению покрытия, ведь микротвердость карбида бора лежит в пределах $H_{\mu} = 42...57 \text{ ГПа}$ [6, 7].

Выбрав матрицу покрытия, дальнейшие исследования были направлены на определение процентного содержания упрочняющей фазы в составе ИКПМ методом математического планирования многофакторного эксперимента.

В качестве высокоизносостойкой упрочняющей фазы помимо карбида хрома использовали карбиды титана, микротвердость которого $H_{\mu} = 31...34 \text{ ГПа}$. Авторами [16] установлена прямая зависимость между энергоемкостью компонентов, чем отличается карбид титана, и получаемой износостойкостью покрытия. Исследованиями [16] показано, что сплавы, в составе которых карбиды хрома занимают большую долю объема, не обнаружены следы микрорезания при гидроабразивном изнашивании.

Гранулометрический состав порошков вносимых в состав ИКПМ лежит в пределах 30...40 мкм.

Процентное содержание упрочняющих компонентов определяли методом математического планирования эксперимента.

В качестве независимых факторов было выбрано процентное содержание порошка, используемого в качестве матрицы - ПГ-ФБХ -6-2 и упрочняющих порошков – порошка КХНП-20 состоящего из 80% карбида хрома Cr_3C_2 , плакированного 20% никеля и карбида титана TiC в составе ИКПМ.

В качестве параметра оптимизации был выбран параметр, во многом определяющий износостойкость покрытия при восстановлении и упрочнении зубьев шестерен такие - среднее значение микротвердости.

Уровни варьирования порошков, входящих в состав ИКПМ лежат в следующих границах:

- матрица порошок ПГ-ФБХ-6-2 40...60 %
- КХНП-20 30...50 %
- TiC 10...30 %

При математическом планировании эксперимента в качестве модели была

выбрана специальная кубическая модель, часто используемая при проведении математического планирования экспериментов, связанного с определением составов [17].

Была получена модель зависимости микротвердости Н от составляющих ИКПМ вида:

$$H = 9,0107 * \text{Matriza} + 10,9198 * \text{Cr2C3} + 24,0107 * \text{TiC} + 3,86101 * \text{Matriza} * \text{Cr2C3} - 17,9572 * \text{Matriza} * \text{TiC} + 21,861 * \text{Cr2C3} * \text{TiC} \quad (1)$$

Статистическая проверка подтвердила значимость всех коэффициентов при независимых факторах, кроме коэффициента при тройном взаимодействии, которое не вошло в модель (1). Модель адекватна об этом свидетельствуют такие статистики, как $R^2=99,9474$ $R^2=99,8419$ [17], средняя абсолютная погрешность составляет 0,0791, а также традиционная проверка по критерию Фишера.

Поверхность отклика представлена на рис. 1. А на рис. 2 представлен график равных уровней микротвердости покрытия.

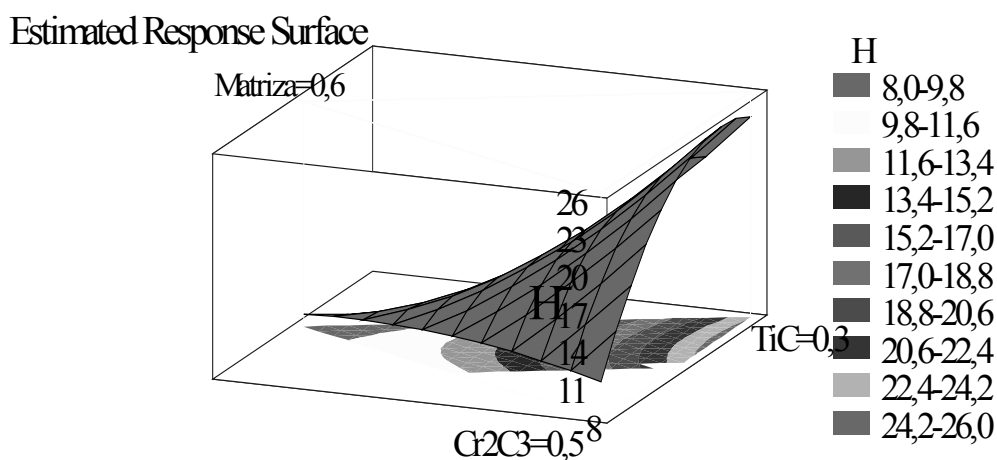


Рисунок 1 – Поверхность отклика зависимости микротвердости покрытия нанесенного на цементированные поверхности зубьев шестерен насосов НШ

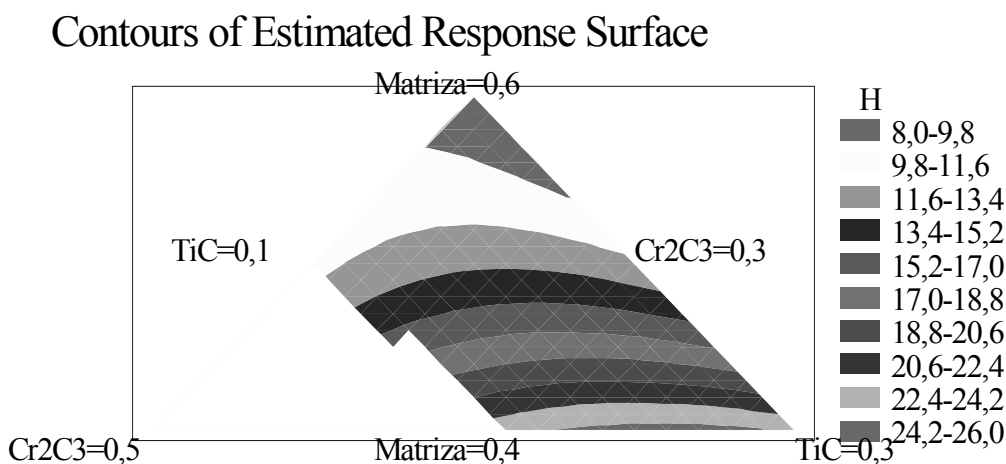


Рисунок 2 – График равных уровней микротвердости покрытия, нанесенного на цементированные поверхности зубьев шестерен насосов НШ

Из рис.1 и рис.2 видим, что максимальная средняя микротвердость соответствует составу ИКПМ:

- матрица порошок ПГ-ФБХ -6- 2 40 %

- КХНП-20	35 %
- TiC	25 %

Выводы:

1. В статье предложен состав износостойкого композиционного порошкового материала, нанесение которого на цементированные поверхности вершин зубьев шестерен контактной наваркой позволяет получить покрытия, средняя микротвердость которого превосходит микротвердость абразива.

2. Предлагаемый износостойкий композиционный порошок материала состоит из матрицы - порошка ПГ-ФБХ -6-2 -40% и упрочняющей фазы состоящей из двух компонентов –порошка - КХНП-20 - 35 %, состоящего из 80% карбида хрома, плакированного 20% никеля и карбида титана - 25 %

Список литературы

1. Хрущов М.М. Сопротивление металлов абразивному изнашиванию в зависимости от их твердости Международная конференция по смазке и износу машин. Под ред. А.И. Петрусевича. М.: Машгиз, 1962. – 236 с.
2. Амелин Д.В., Рыморов Е.В. Новые способы восстановления и упрочнения деталей машин электроконтактной наваркой. - М.: "Агропромиздат", 1987. -151 с.
3. Радомысельский И.Д., Сердюк Г.Т., Щербань Н.И. Конструкционные порошковые материалы. - К.: Техника 1985. -152 с.
4. Черновол М.И. Технологические основы восстановления деталей сельскохозяйственной техники композиционными покрытиями. Дисс. докт. техн. Наук, Кировоград, 1992 г. - 501 с.
5. Патент України № 73242 В23Р6/00, В23К11/06 Спосіб електроконтактного наварювання зносостійких порошкових матеріалів на цементовані клиноподібні поверхні / В.М. Кропивний, В.В. Руських, Ю.В. Кулешков, М.В. Красота, В.В. Саловський, С.О. Магопєць. Опубл. 15.06. 2005. Бюл. № 6.
6. Сайфулин Р.В. Неорганические композиционные материалы. М.: Химия, 1983. – 304 с.
7. Добровольский А.Г. Кошеленко П.И. Абразивная износостойкость материалов. -К.: Техника, 1989.-128 с.
8. Сайфулин Р.В. Неорганические композиционные материалы. М.: Химия, 1983. – 304 с.
9. Власюк Р.З. Грипачевский А.Н., Радомысельский И.Д. Изменение химического и фазового состава частицы Cr_3C_2 находившейся в контакте с железной матрицей при спекании//Порошковая металлургия, 1984. - № 8. – С. 28 - 33.
10. Особенности взаимодействия карбидов хрома с матричной фазой на основе железа/Чепелева В.П., Делеви В.Т., Людвинская Т.А. и др. Порошковая металлургия, 1982. - № 7. - С. 80 - 82.
11. Радомысельский И.Д., Дыменко В.А. Механизм и кинетика растворения Cr_3C_2 находившейся в железе //Порошковая металлургия, 1971. - № 3. С.88 - 92.
12. Кулу П. Износостойкость порошковых материалов и покрытий.- Таллин: Валгус, 1988.-120с.
13. Химушин Ф.Ф. Нержавеющие стали. - Машиностроение. 1967. - 798 с.
14. Черновол М.И. Упрочнение и восстановление деталей машин композиционными покрытиями; Учебное пособие - К.: Вища школа, 1992. – С.79-112.
15. Попов Б.С. Исследование изнашивания легированных сплавов. Дис. д.т.н. М. 1973 - 539 с.
16. А.Г. Суслов. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. М. «Машиностроение», 1987. – 208 с.
17. В. Дюк. Обработка данных на ПК в примерах - СПб.: Питер, 1997. – 240 с.

В статті запропоновано склад компонентів зносостійких композиційних порошкових матеріалів для відновлення шестерень насосів типу НШ під збільшений ремонтний розмір контактною наваркою зносостійких композиційних порошкових матеріалів на цементовані поверхні шестерень

In the article is proposed the components composition of wear-stability powder materials for pumps gears reconstruction of gear pumps for increased repair size used the contact welding of wear-stability composite powder materials on the cemented gears surfaces.

Принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки

В статті викладені основні положення нової концепції по створенню інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки на металорізальних верстатах нового покоління, в тому числі з паралельною кінематикою, з використанням методу морфологічного аналізу. **відцентрові сили, пружна система, інструментальний прецизійний затискний патрон, морфологічний аналіз**

Використання сучасних інструментальних матеріалів для механічної обробки дозволяє суттєво підвищити швидкості різання на металорізальних верстатах, зокрема на свердлувальних, фрезерувальних і багатоцільових, в тому числі нового покоління з паралельною кінематикою [1,7].

Одним із стримуючих факторів підвищення частоти обертання хвостового циліндричного ріжучого інструменту при використанні високошвидкісних шпиндельних вузлів (мотор – шпинделів) є відцентрові сили незрівноважених елементів затискних патронів і інструментальних оправок, а також радіальні биття їх осей відносно осі шпинделя.

Тому актуальним питанням є створення інструментальних прецизійних затискних патронів і оправок, які забезпечують високу силу затиску для компенсації відцентрових сил [1,2]:

$$F_{ц} = m \cdot \omega^2 \cdot (R+e), \quad (1)$$

де m – маса незрівноваженого затискного елемента патрона (оправки);

ω – частота обертання інструментального шпинделя з патроном (оправкою);

$(R+e)$ – зміщення від осі обертання (радіус R і ексцентриситет e) центру маси незрівноваженого елемента.

З формули (1) видно, що для зменшення відцентрової сили необхідно: зменшувати масу m і радіус R (ексцентриситет e) незрівноважених частин; компенсувати вплив частоти обертання ω , яка впливає суттєво (в квадраті) і визначається режимами обробки.

В зв'язку з вищевикладеним необхідно провести пошук нових технічних рішень в напрямках: зменшення діаметральних габаритів патронів (оправок) і вибору легких міцних матеріалів; зменшення радіального биття (ексцентриситету e) затискних елементів; зведення радіусу R незрівноважених затискних елементів до мінімального і закриття замкнутого силового контуру [10] за рахунок виконання затискних елементів як одне ціле в площині, перпендикулярній осі деталі; підвищення сили затиску від приводу; використання додаткових фізичних ефектів, наприклад, додаткових гравітаційних, магнітних, електромагнітних полів для компенсації негативної дії відцентрових сил і навіть для збільшення сили затиску при підвищенні частот обертання.

Для цілеспрямованого пошуку нових технічних рішень розглянемо систему інструментального прецизійного затискного патрона (ІПЗП) з клинковою передавально-підсилюючою ланкою в двох варіантах: 1 – затискні елементи виконані окремо і

жорсткість їх зв'язку між собою по круговому контуру дуже мала або наближається до нуля ($C_y = 0$); 2 – затискні елементи виконані як одне ціле у вигляді конусної втулки і жорсткість їх зв'язку суттєва ($C_y \gg 0$).

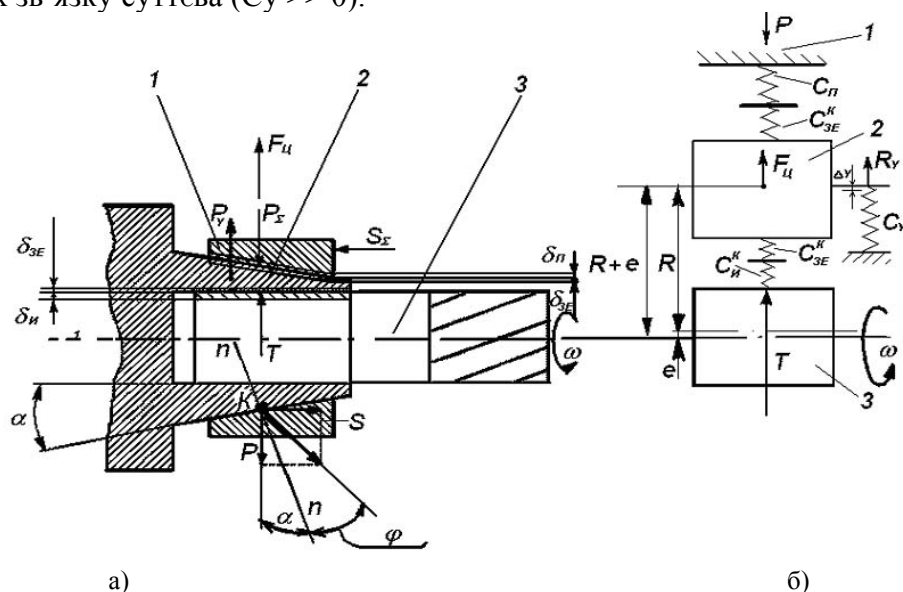


Рисунок 1- Розрахункова схема інструментального затискного патрона з пружним конічним затискним елементом (а) і модель пружної системи інструмент – затискний елемент – корпус патрона (б): 1 – передавально-підсилююча ланка (ППЛ) у вигляді втулки з конічним отвором; 2 – затискний елемент у вигляді цанги або пружної втулки із зовнішнім конусом; 3 – ріжучий інструмент з циліндричним хвостовиком.

Процес затиску (статика)

При затиску інструменту патрон є нерухомим, тобто не обертається ($\omega = 0$) і відцентрові сили, які діють на затискні елементи, відсутні ($F_{ц} = 0$). В цьому випадку сумарна осьова сила затиску S_{Σ} (рис. 1, а) при відкритому силовому контурі патрона рівномірно розподіляється на Z затискних елементів, якщо вони виконані окремими у вигляді клинів або консольних пелюсток (губок) цанги з половиною кута конуса α , тобто $S_{\Sigma} = ZS$ (де S - осьова сила від приводу, яка припадає на один затискний елемент). Якщо затискні елементи виконані у вигляді суцільної тонкостінної конічної втулки, то осьова сила S_{Σ} створює рівномірний тиск в повздовжньому і поперечному перерізах з результуючою силою P_{Σ} , яка діє в радіальному напрямку на затискні елементи:

$$P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (2)$$

де φ – кут тертя на конічній поверхні між передавально-підсилюючою ланкою 1 і затискними елементами 2. При окремих затискних елементах з кількістю Z , радіальна сила, що діє на один елемент

$$P = \frac{P_{\Sigma}}{Z} = S \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \quad (3)$$

З деякими припущеннями для двох варіантів виконання затискних елементів розглянемо загальну модель пружної системи інструмент – затискний елемент – патрон (як корпус) (рис. 1, б).

Варіант 1. При роздільних затискних елементах і $C_y = 0$, сумарна радіальна сила затиску

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (4)$$

а коефіцієнт підсилення патрона

$$K_n = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi). \quad (5)$$

В затиснутому стані система натягнута, а сили в місцях контакту і жорсткості стиків дорівнюють:

$$T_{\Sigma} = CK_{i-ze} \cdot (\delta i + \delta ze), \quad (6)$$

$$P_{\Sigma} = C_{ze-n} \cdot (\delta'_{ze} + \delta_n), \quad (7)$$

де δi , δze , δ'_{ze} , δ_n - контактні зближення відповідно інструменту, затискного елемента (з середини, з зовні) і патрону;

CK_{i-ze} - приведена сумарна контактна жорсткість поверхонь стику підсистеми інструмент (CK_i) - затискний елемент (CK_{ze}), яка дорівнює

$$C_{i-ze}^K = \frac{C_i^K \cdot C_{\zeta\bar{a}}^K}{C_i^K + C_{\zeta\bar{a}}^K}, \quad (8)$$

C_{ze-n} - приведена (сумарна) контактна жорсткість поверхонь стику підсистеми затискний елемент (CK_{ze}) – патрон (C_n) з врахуванням радіальної деформації корпусу, яка дорівнює

$$C_{ze-n} = \frac{C_{\zeta\bar{a}}^K \cdot \tilde{N}_n}{C_{\zeta\bar{a}}^K + \tilde{N}_n}. \quad (9)$$

Варіант 2. При суцільному затискному елементі і $C_y \gg 0$ сумарна радіальна сила затиску

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} - P_y = S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - C_y \cdot \Delta_y, \quad (10)$$

де Δ_y - радіальна деформація кільцевого пружного затискного елемента, яка пропорційна сумарній радіальній силі пружності P_y . Для забезпечення необхідної сили T_{Σ} , виходячи з негативного впливу сили P_y , в конструкціях патронів зменшують кут конусу α до $1^\circ - 3^\circ$ [], що робить патрон само гальмуючим і потребує більшу силу для розтиску.

Коефіцієнт підсилення таких патронів

$$K_{\Pi} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - \frac{C_y \cdot \Delta_y}{S_{\Sigma}}, \quad (11)$$

а приведена сумарна жорсткість підсистеми інструмент 3 – затискний елемент 2 (рис.2):

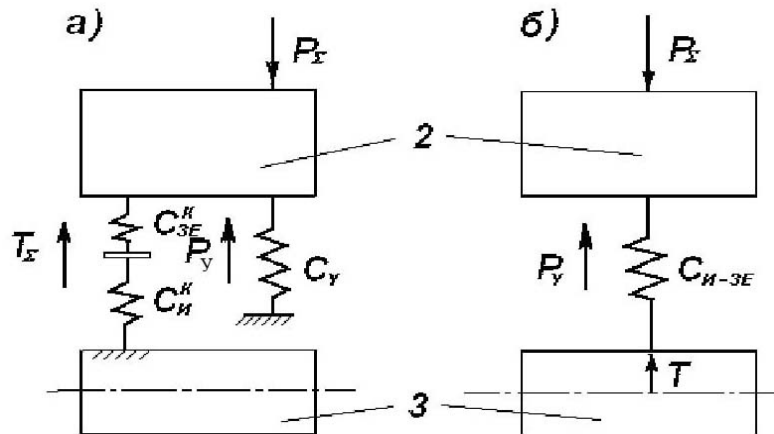


Рисунок 2 - Модель пружної підсистеми інструмент – затискний елемент: а – реальна; б - приведена

$$C_{i-ze}^K = \frac{C_i^K \cdot C_{\zeta\bar{a}}^K}{C_i^K + C_{\zeta\bar{a}}^K} + C_y, \quad (12)$$

Інші залежності аналогічні формулам (6), (7), (9) для варіанта 1.

Процес обертання до різання (квазідинаміка)

Для здійснення процесу різання патрон обертається ($\omega \neq 0$) і на нього діють відцентрові сили F_{ζ} , які приводять до перерозподілу пружних віджат і контактних навантажень стиків в системі інструмент – затискний елемент – патрон.

Пружне віджаття затискного елемента від сили F_{δ} складає

$$\delta = \frac{F_{\delta}}{\tilde{N}_{\zeta\hat{a}-n}} \quad (13)$$

і приводить до зменшення натягу в підсистемі інструмент – затискний елемент на цю ж величину δ , а також до втрати сумарної радіальної сили затиску на величину

$$\Delta T_{\Sigma} = \delta \cdot C_{i-\zeta e}^K. \quad (14)$$

Динамічна сумарна радіальна сила затиску при певній частоті обертання буде

$$T_{\Sigma\omega} = T_{\Sigma} - \Delta T_{\Sigma}. \quad (15)$$

Варіант 1. Після підстановки формул (13), (8), (9) в формулу (14) отримаємо

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\delta}}{C_{\zeta\hat{a}-n}} C_{i-\zeta e}^K = F_{\psi} \cdot \frac{C_i^K}{C_n} \cdot \frac{C_{\zeta\hat{a}}^K + C_n}{C_{\zeta\hat{a}}^K + C_i^K}, \quad (16)$$

Якщо прийняти $CK_{ze}=CK_i=CK_{\pi}$, то

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\delta}}{2} \cdot \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right). \quad (17)$$

Введемо відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску для подальшого аналізу:

$$\alpha_{T1} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_{\delta}} = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) \quad (18)$$

Варіант 2. Після підстановки формул (13), (12) і (9) в формулу (14) отримаємо

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\delta}}{C_{\zeta\hat{a}-i}} C_{i-\zeta e} = F_{\psi} \cdot \frac{[C_i^K \cdot C_{\zeta\hat{a}}^K + \tilde{N}_y (C_i^K + C_{\zeta\hat{a}}^K)] \cdot (C_{\zeta\hat{a}}^K + \tilde{N}_n)}{(C_i^K + C_{\zeta\hat{a}}^K) \cdot C_{\zeta\hat{a}}^K \cdot \tilde{N}_n} \quad (19)$$

Якщо прийняти $CK_{ze}=CK_i=CK_{\pi}$, то

$$\Delta T_{\Sigma} = F_{\psi} \cdot \frac{(C_i + 2C_y) \cdot (C_i + C_n)}{2 \cdot C_i \cdot C_n}, \quad (20)$$

а відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску буде

$$\alpha_{T2} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_{\delta}} = \frac{(C_i + 2C_y) \cdot (C_i + C_n)}{2 \cdot C_i \cdot C_n}. \quad (21)$$

Для можливості порівняльного аналізу варіантів і пошуку нових рішень приймемо $C_y = C_i$ в формулі (20) і отримаємо

$$\alpha_{T2} = 1,5 \cdot \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) \quad (22)$$

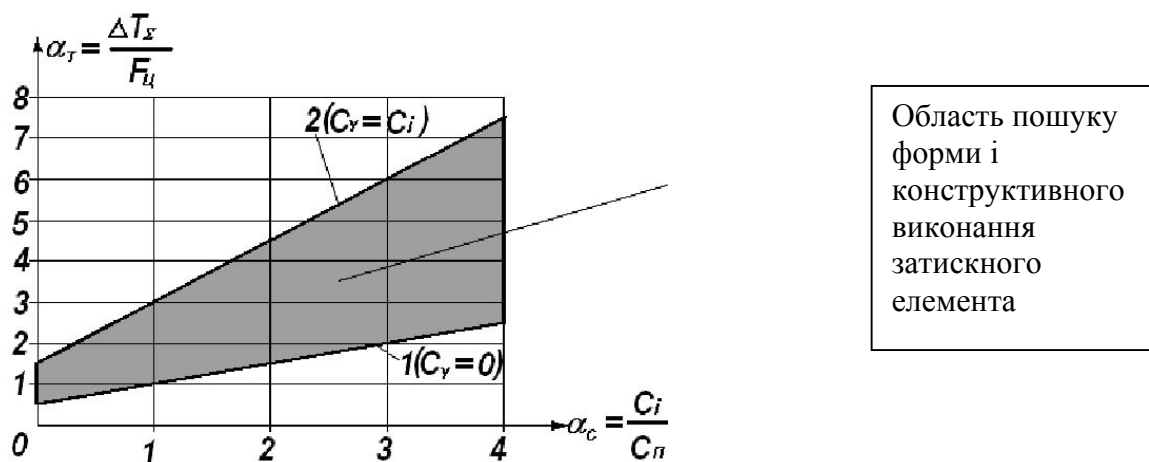


Рисунок 3 - Залежність втрати радіальної сили затиску під дією відцентрових сил від співвідношення жорсткостей інструменту C_i , патрону C_{π} і пружного затискного C_y .

$$\frac{C_i}{C_n}$$

Аналіз формул (18) і (22) при різних співвідношеннях $\alpha C = \frac{C_i}{C_n}$ і різних виконаннях затискних елементів свідчить про те, що найкращі рішення треба шукати в області (рис. 3), де при необхідній радіальній точності втрати динамічної сили радіального затиску будуть найменшими. Це забезпечується закритим силовим контуром патрона, в якому затискні елементи зв'язані між собою, але з невисокою жорсткістю затискних елементів і хвостовика інструмента, який, наприклад, може бути трубчатої форми. Для стабілізації сили затиску при різних частотах обертання інструменту і навіть для її підвищення при економії витрат енергії доцільно використовувати різні способи компенсації відцентрових сил з використанням фізичних та інших ефектів [9].

З врахуванням вищевикладених міркувань для синтезу високошвидкісних ІПЗП використаємо метод морфологічного аналізу [8]. В якості основних ознак будуть:

Хвостовик кінцевого інструмента.

Структура патрона (корпус, основний і проміжний затискний елемент, передавально-підсилююча ланка).

Зв'язки корпусу з основним затискним елементом і шпинделем.

Способи затиску – розтиску і компенсації відцентрових сил.

Для кожної ознаки запропонуємо різні альтернативи реалізації і побудуємо морфологічну таблицю (табл. 1), яку можна доповнювати новими ознаками і альтернативами.

Морфологічну таблицю можна записати у вигляді морфологічної матриці ІПЗП:

$$M_{IPZP} = M_i \wedge M_{st} \wedge M_{zv} \wedge M_{sp}, \quad (23)$$

де M_i , M_{st} , M_{zv} , M_{sp} – морфологічні матриці відповідно інструмента, структури патрона, зв'язків і способів.

В розгорнутому вигляді морфологічна матриця (23) буде

$$M_{IPZP} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \end{matrix} & \begin{matrix} 6.1 & 7.1 \end{matrix} & \begin{matrix} 8.1 & 9.1 & 10.1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{matrix} & \begin{matrix} 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ 3.5 & 4.5 \\ 3.6 \\ 3.7 \end{matrix} & \begin{matrix} 6.2 & 7.2 \\ 6.3 & 7.3 \\ 6.4 & 7.4 \\ 7.5 \\ 7.6 \\ 7.7 \end{matrix} & \begin{matrix} 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & 9.4 & 10.4 \\ 8.5 & 9.5 & 10.5 \\ 8.6 & 9.6 & 10.6 \\ 8.7 \end{matrix} \end{matrix} \quad (24)$$

Загальна кількість можливих і не можливих варіантів конструктивних схем ІПЗП складає астрономічне число $N = 5 \cdot 3 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 6 = 14\,817\,600$, що для повного перебору варіантів потребує багато часу. Тому для пошуку нових рішень обмежимося кількістю альтернатив, орієнтуючись на конкретний верстат, наприклад, фрезерувальний з ЧПК, в якому використовуються стандартні кінцеві фрези з циліндричним суцільним хвостовиком (альтернатива 1.1). Для основного затискного елемента залишимо альтернативи 3.1 – 3.4, для зв'язків корпусу зі шпинделем – альтернативу 7.1, для способів затиску – розтиску - альтернативи 8.1 – 8.3, 9.1 – 9.3.

При таких умовах морфологічна матриця (24) прийме наступний вигляд :

$$M_{\text{ПП}} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 2.1 \ 3.1 \ 4.1 \ 5.1 \\ 2.2 \ 3.2 \ 4.2 \ 5.2 \\ 2.3 \ 3.3 \ 4.3 \ 5.3 \\ \quad 3.4 \ 4.4 \ 5.4 \\ \quad \quad 4.5 \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{c} 6.1 \ 7.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{c} 8.1 \ 9.1 \ 10.1 \\ 8.2 \ 9.2 \ 10.2 \\ 8.3 \ 9.3 \ 10.3 \\ 8.4 \quad \quad 10.4 \\ \quad \quad \quad 10.5 \\ \quad \quad \quad 10.6 \end{array} \right|, \quad (25)$$

а число варіантів суттєво зменшиться і стане $N^1 = 1 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 6 = 69120$.

В якості прикладів синтезу нових рішень розглянемо наступні сполучення альтернатив з морфологічної матриці (25) і запишемо у вигляді морфологічних формул

X1 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-3.1-4.5-5.2| \wedge |6.3-7.1| \wedge |8.2-9.2-10.6|$ (рис 4,а),

X2 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-4.5-5.2| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |8.2-9.2-10.6|$ (рис 4,б) [3],

X3 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.4}-4.5-\underline{5.1}| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |\underline{8.4}-\underline{9.3}-10.6|$ (рис 4,в) [4],

X4 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-4.1-\underline{5.1}| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |\underline{8.1}-\underline{9.1}-10.6|$ (рис 5.а) [5],

X5 $\longrightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-\underline{4.1}-\underline{5.1}| \wedge |\underline{6.1}-7.1| \wedge |\underline{8.1}-\underline{9.1}-\underline{10.1}|$ (рис 5.б) [6].

У варіантах X2 – X5 підкреслені ті альтернативи ознак, які відрізняються від варіанта X1.

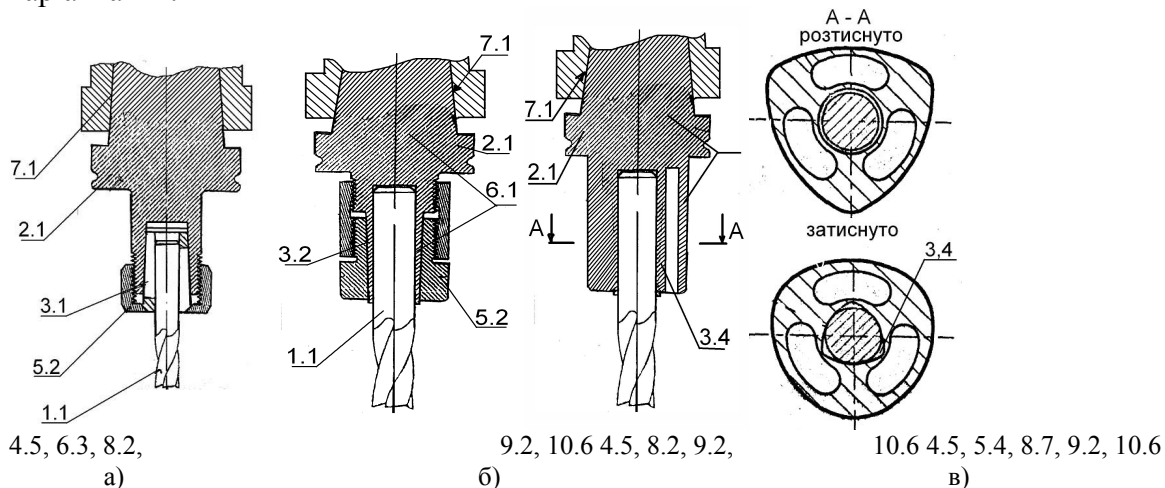


Рисунок 4 - Приклади синтезованих ІПЗП з механічним приводом: а – традиційний; б – патент WO 00/47411; в – фірми SCHUNK.

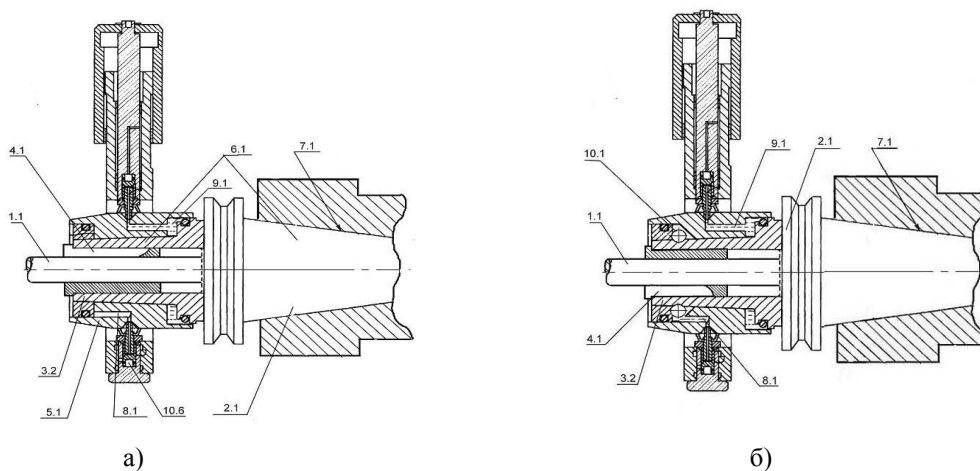


Рисунок 5 - Приклади синтезованих ІПЗП з гідравлічним приводом:

а – патент США N°6473954 ; б – патент України N°73045

Морфологічна таблиця інструментальних прецизійних затискних патронів (ППП) для високошвидкісної обробки Таблиця 1

Структура патрона				Зв'язки корпусу з	Спосіб		
2. Корпус	Затискний елемент (ЗЕ)			6. ОЗЕ	7. Шпин-дедем по	8. Затиску	9. Розтиску
	3. Основний (ОЗЕ)	4. Проміж-ний (ПЗЕ)	5. Переда-льно-підсилюю-ча ланка (ППЛ)				
2.1. Цільна оправка 2.2. Складе-на оправка 2.3. Кінець шпинделя	3.1. Цанга конічна 3.2. Пружна конічна 3.3. Пружна втулка 3.4. Пружна втулка 3.5. Пружна втулка з гранним отвором 3.6. Цанга гофрована 3.7. Клин	4.1. Цанга циліндрич-на 4.2. Цанга циліндрич-на з пружним фланцем 4.3. Пружна циліндрич-на втулка 4.4. Цилінд-рична пружина 4.5. Немає	5.1. Втулка з конічним отвором 5.2. Гайка з конічним отвором 5.3. Поворот-на гайка 5.4. Немає	6.1. Жорсткий 6.2. До упора 6.3. Плаваю-чий 6.4. Немає	7.1. Конусу 7.2. Торцю 7.3. Конусу і торцю 7.4. Різьбі 7.5. Цилінд-ру 7.6. Цилінд-ру і торцю 7.7. Немає	8.1. Гідравліч-ний 8.2. Механічний 8.3. Гідро - механічний 8.4. Електро-механічний 8.5. Термічний 8.6. Магнітний 8.7. Пружно-силовий	9.1. Гідрав-лічний 9.2. Механіч-ний 9.3. Гідро - механічний 9.4. Електро-механічний 9.5. Терміч-ний 9.6. Магніт-ний

Висновки:

Сформульовані основні принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки на сучасних верстатах і верстатах нового покоління, в тому числі з паралельною кінематикою.

Для синтезу використаний метод морфологічного аналізу, який дає багато несподіваних оригінальних рішень на рівні винаходів.

Проаналізовані шляхи пошуку нових рішень на підставі аналізу пружно-силових характеристик інструментальних затискних патронів з врахуванням відцентрових сил.

Список літератури

1. Справник по технологи резания материалов. В 2-х кн.. Кн. 1 /Ред. нем. изд./:Г. Шнур, Т. Штеферле; Пер. с нем. В.Ф. Колотенкова и др.; Под ред. Ю.М. Соломянцева. – М.; Машиностроение, 1985.- 616с.
2. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А. Високоточні надшвидкісні затискні патрони для хвостового ріжучого інструменту //Вісник НТУУ “КПІ”, серія машинобудування. 2005.- 45 с.
3. Патент РСТ WO 00/47411, CHUCK, МПК В23В 31/177, 31/20, опубл. 17.08.2000
4. Каталог фірми SCHUNK. Poligon-spanntechik.Tribos.2004
5. Патент США №6473954. Mounting tool for hydro mechanical chuck, МПК В23Р 19/027, В23В 31/30, F16N 34 /12, опубл. 5.11.2002.
6. Патент України №73045. Гідромеханічний затискний патрон. МПК В23В 31/30, 31/30, опубл. 16.05.2005. Бюл. №5.
7. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою . /Під ред. Ю.М. Кузнецова.-Кіровоград,2004.-449 с.
8. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. - К.: Наукова думка, 1977.-183с.
9. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. – М.: Машиностроение, 1988.-368с.
10. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.И. Цървенков; под редакцией Ю.Н. Кузнецова.- К : "Техника "; София: Гос. издательство “Техника” ,1988. - 222с.

Изложены основные положения новой концепции по созданию инструментальных прецизионных зажимных патронов для высокоскоростной обработки на металлорежущих станках нового поколения, в том числе с параллельной кинематикой, с использованием метода морфологического анализа.

Substantive provisions of the new concept of creation of precision tightening chucks for tool for high-speed processing on metal-cutting machine tools of new generation, including with parallel kinematics, with use of a method of the morphological analysis are described.

**Б.А. Ляшенко, проф., д-р техн. наук, Л.А. Лопата, доц., канд. техн. наук,
А.М. Безрукавий, асп., Т.М. Тунік, доц., канд. хім. наук**
Кіровоградський національний технічний університет

Конструкторсько-технологічні методи зміцнення і відновлення поршнів ДВЗ

В статті досліджено конструкторсько-технологічні методи зміцнення та відновлення поршнів двигунів внутрішнього згорання, зокрема канавок поршнів, виявлено їх переваги та недоліки. Показано, що одним з перспективних методів підвищення зносостійкості поршнів ДВЗ є електроіскрове легування (ЕІЛ), яке в порівнянні з іншими процесами має ряд істотних переваг: доброю зчеплюваністю нанесеного шару з основним металом, можливістю використання у якості електродів матеріалів з високими механічними характеристиками (тверді сплави, тугоплавкі матеріали).

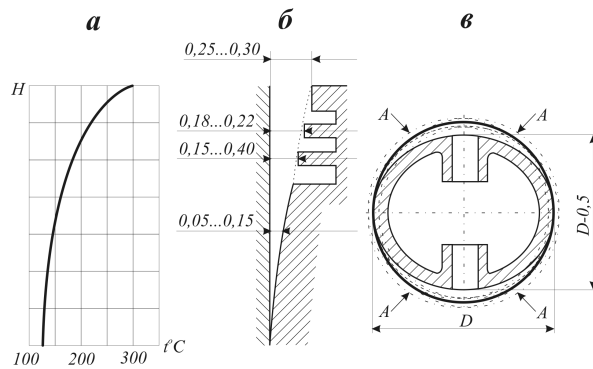
поршень, кільце, юбка, зношення

В практиці відновлення та зміцнення існує не один десяток методів підвищення експлуатаційних характеристик поршнів ДВЗ, як конструктивного так і технологічного характеру. Проведений аналіз умов експлуатації поршнів ДВЗ показує, що основну увагу потрібно приділити надійності та довговічності канавок поршнів, а зокрема верхній кільцевій канавці, на яку приходить близько 60% теплових навантажень.

Тому дана стаття направлена на дослідження конструкторсько - технологічних методів зміцнення та відновлення поршнів ДВЗ, виявлення їх переваг та недоліків, а зокрема канавок поршнів.

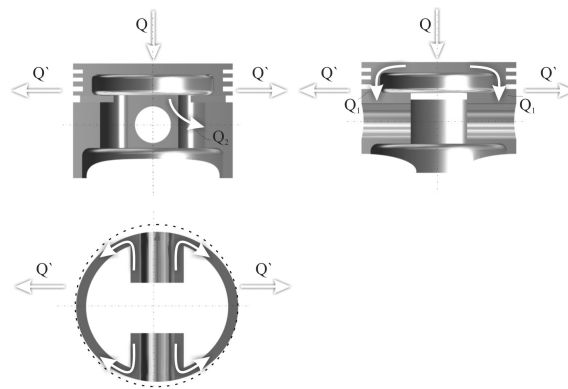
При роботі двигуна тепловий потік від газів, які мають температуру вище 1800...2000°C, нагріває днище поршня. При цьому велика кількість теплоти відразу ж надходить до стінок циліндру через поршневі кільця, внаслідок чого температура стінки поршня у бік юбки (вниз) зменшується. Частина тепла передається далі вниз – в юбку і бобишки. При цьому відведення тепла від бобишок поршня обмежено, у той час як юбка охолоджується сильніше, контактуючи зі стінками циліндру. В результаті роботи двигуна круглий поршень стає овальним – по вісі пальця (по бобишках) він розширюється значно більше, ніж по юбці. Таким чином, для працездатності поршня в реальних умовах нерівномірного (з різних боків) нагрів-охолодження необхідно, щоб у холодному стані перерізи, що піддаються більшому температурному впливу мали розмір (діаметр, радіус) менший, ніж більш холодні. Виходячи з цієї умови, поршень приймає ступінчасту, але круглу форму верхньої частини при овальній юбці (рис.1).

Одним із ефективних заходів по зменшенню теплового розширення поршня є створення термічного опору між юбкою і рештою поршня. Якщо в юбці прорізати пази (зазвичай їх виконують у маслосборній канавці або нижче), то тепловий потік від днища піде в бобишки і тільки потім у юбку (рис.2). Тим самим розширення поршня по бобишках збільшиться, а в перпендикулярному напрямі зменшиться у відповідності з перерозподілом теплових потоків і зміною температури.



а – зміна температури по висоті поршня; б – зміна зазорів між поршнем і циліндром по довжині; в – зміна профілю поперечного перерізу юбки; (—) – окружність циліндру; (----) – профіль холодного поршня; (-.-.-) – робочий режим; А – місця заклинювання юбки в циліндрі при перегріві

Рисунок 1 - Компенсація теплового розширення по довжині і окружності поршня.

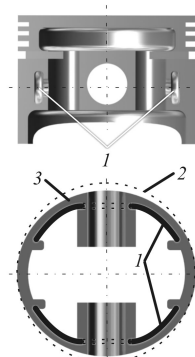


Q – тепловий потік від гарячих газів; Q' – тепловий потік, відводи мий через поршневі кільця; Q1, Q2 – внутрішні теплові потоки; Q3 – тепловий потік від юбки в гільзу циліндру

Рисунок 2 - Вплив пазу, який перерізає юбку, на теплове розширення поршня

Недоліком цього методу є послаблення конструкції на 25...40%, що не дозволяє використовувати його, наприклад, на високо навантажених двигунах.

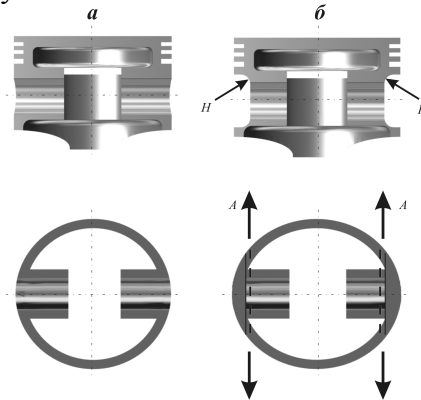
Іншим, більш розповсюдженим і найбільш ефективним способом є заливка в поршень сталевих терморелюючих вставок (рис.3). Вставки, які розташовані в середині юбки, при нагріванні працюють як біметал на різниці коефіцієнтів розширення сталі і алюмінію, створюючи згинаючий момент, який чинить опір великому розширенню юбки поршня.



1 – пластини, залиті в стінку поршня; 2 – контур нагрітого поршня; 3 – контур холодного поршня

Рисунок 3 - Компенсація теплового розширення поршня за допомогою сталевих терморегулюючих пластин

Поршні з терморегулюючими вставками краще переносять перегрів двигуна, менш схильні при цьому до деформації (стиску по юбці) і забезпечують менший зазор в циліндрі. На розширення поршня також впливають ребра, які виникають на бобишках у результаті підрізу їх із зовні (рис.4) – так звані «холодильники». Тепловий потік розповсюджується від бобишок у напрямках, перпендикулярних вісі пальця, по «ребрам». Це викликає збільшення розширення поршня у порівнянні з конструкцією без «холодильників». До переваг поршнів з «холодильниками» слід віднести їх підвищену жорсткість і міцність, що досить важливо для сучасних високо оборотних двигунів, особливо з турбонадувом.

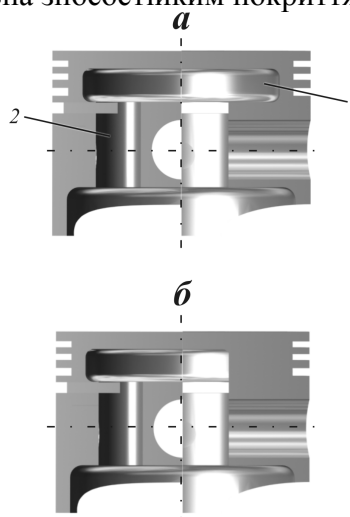


а – без холодильника; б – поршень з глибоким холодильником (H); А – напрям розподілення теплового потоку і додаткова температурна деформація поршня

Рисунок 4 - Вплив холодильників на розширення юбки поршня

В останні роки спостерігається тенденція відмовлення від терморегулюючих вставок. Це викликано завдяки застосуванням штампованих заготовок, в тому числі „рідкої”, яка виконується при високій температурі в вакуумі замість традиційного лиття, використання заевтектичних матеріалів, точної обробки та доводки профілю, а також застосування спеціальних покриттів.

Штампований поршень зовнішньо суттєво відрізняється від литого більш простою внутрішньою конфігурацією і відсутністю терморегулюючих вставок (рис.5). Окрім того, на штампованих поршнях дизелів відсутня чавуна вставка в ущільнюючому поясі, яка замінена зносостійким покриттям.



а – литого; б – штампованого (кованого); 1 – карман над бобишкою; 2 – терморегулююча пластина

Рисунок 5 - Внутрішня конфігурація поршнів.

Зносостійке покриття наноситься на днище і верхню канавку до середини перемички між верхньою та середньою канавками. Покриття являє собою так зване «тверде» анодування – перетворення тонкого поверхневого слою алюмінію в кераміку Al_2O_3 . Товщина покриття складає 0,008...0,012мм – при великій товщині можливе погіршення відводу тепла від верхнього кільця і перегрів поршня, оскільки окис алюмінію є тепловим ізолятором. Анодування зміцнює вогнєве днище поршня – воно стає менш піддатливим перегріву і прогоранню. Аналогічні покриття мають поршні сучасних двигунів з наддувом (MITSUBISHI, GM, FORD та інші).

При зношенні канавок вони можуть бути розточені під більш високі кільця. Ця операція виконується на токарному верстаті і не вимагає великих зусиль. Необхідно лише правильно встановити поршень, для того щоб виключити перекошування канавки відносно вісі поршня. Розточування верхньої канавки слід виконувати по нижній торцевій поверхні, а потім по верхній поверхні до заданого розміру. Якщо зробити навпаки, то буде послаблена перемичка між кільцями, яка в подальшому може швидко зламатися навіть при невеликих навантаженнях в роботі систем живлення і запалення. З цієї ж причини розширювати середню канавку завжди небезпечно незалежно від того, яка поверхня обробляється більше. У будь-якому випадку при розточуванні канавок необхідно забезпечувати радіус переходу від внутрішньої циліндричної до торцевих поверхонь канавок (рис. 6), для того щоб не знизити втомлену міцність поршня.

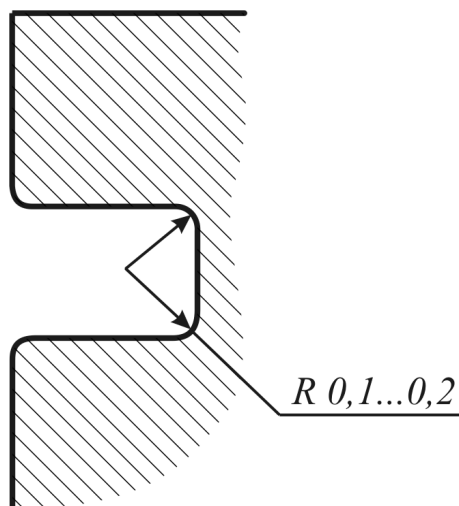


Рисунок 6 - Радіуси закруглення в канавках поршня.

При розточуванні канавок поршнів бензинових двигунів слід забезпечити зазори:

- для верхнього кільця – 0,045...0,070 мм;
- для середнього кільця – 0,035...0,060 мм;
- для маслоз'ємного кільця – 0,025...0,060 мм.

З метою вибору найбільш ефективного і оптимального методу виготовлення і відновлення поршнів необхідно врахувати особливості зміцнення алюмінієвих сплавів з котрих вони виготовлені.

Використовування перерахованих способів зміцнення припускає вирішення проблеми підвищення зносостійкості поршнів ДВЗ, як конструкторськими та і технологічними методами, але все ж таки пріоритет безумовно залишається за створенням на робочих поверхнях зносостійких плівок і покриттів. На ряду з анодуванням, яке дає ефект до тих пір, поки оксидна плівка не зруйнована, широке

розповсюдження в промисловості знайшли такі технологічні процеси, як оксидування, тверде хромування, плазмове напилення та інші. Застосовуються комбіновані способи зміцнення, наприклад, нанесення гальванічних покриттів з подальшим дифузійним насиченням ними основи. Розроблені в даний час технологічні процеси хімічного і електрохімічного нікелювання і хромування дозволяють наносити покриття високої твердості і зносостійкості товщиною до 0,3 мм.

Відомі способи застосування вакуумно-гальванічних покриттів хромом; зміцнення поверхонь електронно-променевою переплавою; є результати досліджень про можливість зміцнення алюмінієвих поверхонь за допомогою променя лазера і ударних хвиль, а також результати експериментів по зміцненню алюмінієвих сплавів алмазним вигладжуванням.

Напрямом, що розвивається, в підвищенні зносостійкості поверхонь алюмінієвих сплавів, зокрема, канавок алюмінієвих поршнів, є наплавлення зносостійкого матеріалу на алюмінієвій основі, спочатку знайшов застосування при ремонтних роботах, як процес, що дозволяє відновлювати зношені деталі. Є ряд зарубіжних патентів по застосуванню наплавлення зносостійкої вставки в місцях підвищеного зносу.

Нові високопродуктивні процеси наплавлення дозволили отримати позитивні результати (плазмовий, електронно-променевий), проте існуючий принцип подачі зносостійких порошків в зварювальну ванну не забезпечував достатньої стабільності властивостей зміцненої поверхні через нерівномірність розподілу порошків і високої їх дисперсності, що вводяться. Розроблені в даний час установки плазмового наплавлення дозволяють усунути цей недолік шляхом подачі замість порошку легуючого дроту в зону розплаву. Вважається перспективним наплавлення підвищення зносостійкості канавок алюмінієвих поршнів шляхом використання технології отримання в зоні зміцнення зносостійкого гетерогенного сплаву на алюмінієвій основі за рахунок застосування плазмових процесів наплавлення. Розглянуті методи нанесення захисних покриттів на нижню полицю канавки не дали результатів, через незручність доступу до кільцевої канавки поршнів ДВЗ. Методи нанесення покриттів лазерними і променевими методами є досить дорогі.

В зарубіжному двигунобудуванні ряд фірм віддає перевагу способу установки вставок із зносостійких матеріалів, що заливаються в тіло поршня або що кріпляться механічним шляхом, проте у вітчизняному двигунобудуванні, через складну технологію для масового і серійного виробництва, підвищення ваги поршнів, а також труднощів у відділенні металевої стружки і утилізації бракованих і відпрацьованих ресурсів поршнів, він знайшов поки обмежене розповсюдження. Аналіз вище перелічених способів зміцнення показує, що всі вони володіють високою енергоємністю і складні в реалізації на практиці.

З огляду проблеми зміцнення та відновлення верхньої кільцевої канавки поршнів ДВЗ видно, що незручність конструктивного або технологічного характеру, недостатні умови міцності, невідповідність експлуатаційним показникам та ін., призводить до пошуку більш доцільного методу.

Одним з перспективних методів підвищення зносостійкості поршнів ДВЗ є електроіскрове легування (ЕІЛ) і в порівнянні з іншими процесами володіє рядом істотних переваг: доброю зчеплюваністю нанесеного шару з основним металом, можливістю використання у якості електродів матеріалів з високими механічними характеристиками (тверді сплави, тугоплавкі матеріали). Способом ЕІЛ можна наносити покриття в строго обмежених місцях без розігрівання деталі, заданої

товщини, застосовуючи для цього просте в експлуатації устаткування. Спосіб ЕІЛ на практиці знаходить застосування для зміцнення ріжучих кромок с/г машин, відновлення і зміцнення поверхні валів і осей під підшипники ковзання, кочення. В даний час електроіскровому зміцненню переважно піддаються конструкційні сталі, чавуни і бронза, титанові сплави.

Цей метод може бути альтернативним при зміцненні та відновленні алюмінієвих сплавів, а зокрема поршнів ДВЗ, верхньої кільцевої канавки, тому потребує більш глибокого вивчення та удосконалення.

Список літератури

1. Архангельський В.М., Вихерт М. М., Воинов А.Н. и др. Автомобильные двигатели. М.: Машиностроение, 1977. 591 с.
2. Брюзе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. М.: Машиностроение, 1969. 347 с.
3. Устройство контроля детонации для ДВС: Заявка 63-227954 Япония. Опубл. 22.09.88.
4. Гречихин Л.И. Двигатели внутреннего сгорания. Минск: Наука і тэхніка, 1995. 270 с.

В статье исследованы конструкторско-технологические методы укрепления и возобновления поршней двигателей внутреннего сгорания, в частности канавок поршней, обнаружены их преимущества и недостатки. Показано, что одним из перспективных методов повышения износостойкости поршней ДВЗ является электроискровое легирование (ЕІЛ), которое по сравнению с другими процессами владеет рядом существенных преимуществ: хорошим зацеплением нанесенного слоя с основным металлом, возможностью использования в качестве электродов материалов с высокими механическими характеристиками (твердые сплавы, тугоплавкие материалы).

In the article the designer-technological methods of strengthening and renewal of pistons of combustion engines are explored, in particular ditches of pistons, their advantages and failing are exposed. It is shown, that one of perspective methods of rise of wear proof of pistons DVZ is the electro-spark alloying (EIL) which on comparison with other processes owns the row of substantial advantages: good the zcheplyoemistyio inflicted layer with a parent metal, by possibility of the use in quality of electrodes of materials with high mechanical descriptions (hard alloys, refractory materials).

Сталість процесу розмірної обробки металів електричною дугою непрофільованим електродом

В даній статті представлений аналіз перехідного і сталого процесу розмірної обробки металів електричною дугою непрофільованим електродом. Можливість вибору режимів обробки, дозволяє отримувати раціональне значення шорсткості при високій продуктивності.

електрична дуга, електроерозія, металообробка, стаціонарний режим, перехідні і сталі процеси

Одним із перспективних напрямків розвитку розмірної обробки дугою (РОД) є застосування непрофільованих електродів – інструментів (ЕІ) при виготовленні робочих деталей штампів, пресформ, валків прокатних станів, деталей, які працюють в умовах ударно-абразивного зносу (зуби ковшів екскаваторів, траки гусеничних машин, залізничні стрілочні переводи, хрестовини, корпуси енергопоглиначів, бронеплити дробарок і т.п.). Обробка непрофільованим ЕІ здійснюється без помітних механічних зусиль на інструмент та без силової дії на заготовку. Відсутня необхідність застосування спеціальних інструментів, більш твердих, ніж метал, що обробляється, а ЕІ стає більш дешевим, ніж інструмент при традиційних способах металообробки.

Як відомо [1], при реалізації процесу високопродуктивної розмірної обробки металів електричною дугою (РОД– розмірна обробка дугою) електрична дуга горить в міжелектродному зазорі (МЕЗ) в потужному поперечному потоці робочої рідини, внаслідок чого дуга, порівняно із звичайною зварювальною, стискується як в геометричному плані (зменшується висота стовпа та площа поперечного перерізу дуги), так і в енергетичному плані (підвищується напруженість електричного поля та густина сил технологічного струму в дузі). Таким чином, підвищується рівень гідродинамічного тиску потоку в МЕЗ, можна підвищувати точність обробки за рахунок зменшення висоти стовпа дуги, а отже величини МЕЗ. При цьому якість обробленої поверхні підвищується за рахунок локалізації джерела тепла, тобто шляхом зменшення площі поперечного перерізу дуги та часу її горіння на одному місці. Крім того, гідродинамічний потік інтенсивно безперервно вилучає продукти ерозії з МЕЗ і тим самим забезпечує необхідні умови для неперервної РОД.

Для успішного рішення задач досліджень процесу РОД, вибору і оптимізації технологічних режимів, діагностики і прогнозування показників якості, важливе значення має встановлення факторів. Електрична дуга в міжелектродному зазорі характеризується складним комплексом магнітогідродинамічних, теплових електромагнітних явищ, і її математичний опис заснований в загальному випадку на системі нелінійних рівнянь магнітній газодинаміки в відповідності крайовим вимогам [2].

В зв'язку з цим відомо, що статична похибка теплових, електричних, магнітних, зондових і інших вимірювань в електродугових апаратах і приладах рідше буває нижче 5–10%, тому з точки зору практичної можливості математичного опису спостережуваних явищ від теорії не вимагає високої точності. Для практики частіше достатньо рішення, які засновані на приблизних методах, справедливості яких інколи може бути перевірена тільки на підставі порівняння результатів з експериментом [3].

Плазма електричної дуги при РОД, характеризується невисокою ступеню іонізації, яка має великий електричний опір, за рахунок чого важливіше значення при теплопереносі грає джоулеві тепловиділення. Для процесу РОД тепло, яке виділяється в МЕЗ при горінні витрачається на нагрівання і плавлення видаляемого при обробці металу, нагрівання заготовки, електрода-інструмента (ЕІ), а також на різні втрати. Оскільки теплові втрати в дузі відносяться до найбільш інерційних, то в цілому визначає її динамічні властивості, то доцільно при аналітичній побудові математичної моделі дузі, як елемента електричного ланцюга використовувати рівняння переносу енергії.

Для якісної обробки непрофільованим ЕІ [4] міцних зносостійких матеріалів способом РОД головною умовою є – забезпечення сталості горіння електричної дуги. Головною оцінкою є критерій при якому процес РОД є сталим, коли крутизна вольт-амперної характеристики дуги більше крутизни вольтамперної характеристики джерела живлення, яке живе цю дугу. Але при обробці, коли врізається електрод в заготовку, виникають перерви дуги або коротке замикання дугового проміжку, що приводе до порушення процесу або його припиненню. Однак вказані порушення режиму можуть виникати при виконанні умов сталості. В зв'язку з цим і представляє інтерес до вивчення сталості горіння електричної дуги при обробці непрофільованим ЕІ.

Математична модель. Розглянемо динаміку процесу під час одробки. Для моделі яка розглядається були зроблені припущення:

1. Довжина електричної дуги в МЕЗ дорівнюється величині зазору. Розмірами приелектродних ділянок і перехідних зон зневажаємо.

2. Переріз дугового стовпа в процесі горіння дуги постійне і визначається товщиною ЕІ.

3. Дуга має однорідну структуру, постійну температуру по всьому об'єму і постійну електропровідність на одиницю довжини. Зменшення напруги на дузі при збільшенні струму РОД пояснюється лиш зменшенням її довжини при збільшенні подачі електрода-інструмента, то провідність дуги залежить тільки від її довжини.

4. В процесі РОД на дугу діють різні сили. Це сили електромагнітної взаємодії сил, яка обумовлена градієнтом тиску в середині парового пузиря, який оточує дугу при РОД в воді або емульсії, сила гідродинамічного опору руху дугового стовпа і інше. Рахуємо дію усіх сил на дугу взаємно врівноваженими.

5. Ерозію інструмента в зв'язку незначної величини зносу не враховуємо.

Згідно робіт [5,6] складаємо систему рівнянь, яка складена на підставі спрощеної еквівалентної схеми Рис.1.

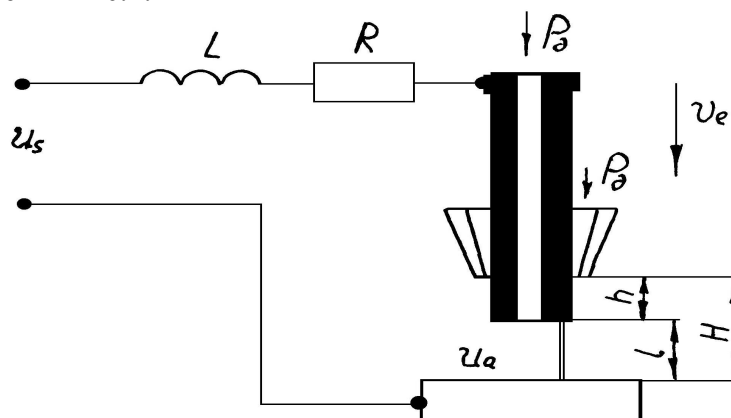


Рисунок 1 – Еквівалентна схема обробки

З урахуванням прийнятих припущень для одноконтурного електричного ланцюга з урахуванням джерела живлення постійного струму записуємо:

$$L \frac{di}{dt} + Ri + u_a = u_s, \quad (1)$$

де L – повна індуктивність ланцюга РОД, яка визначається як сума індуктивностей струмопроводників, інструмента, джерела живлення і заготовки, Гн;

R – сумарний активний опір ланцюга, який складається з внутрішнього опору джерела живлення, опору струмопроводників, перехідних опорів щітчастих контактів, контактів між заготовкою і її зажимами, опору контактних з'єднань між шинами, активний опір інструмента, Ом;

i – струм в ланцюгу, А;

$u_a = u_0(i, l)$ – напруга на дузі, В;

$u_s = u_s(i)$ – напруга джерела живлення, В.

$$u_a = u_0 + El + S_a i, \quad (2)$$

$$u_s = u_x + S_s i, \quad (3)$$

де u_0 – сума приелектродних падінь напруги, В;

E – напруженість електричного поля в стовбі дуги, В/м;

L – довжина дугового проміжка, м;

$S_a \equiv \partial u_a / \partial l$ – крутизна вольт – амперної характеристики дуги, В/А;

$S_s \equiv \partial u_s / \partial i$ – крутизна вольт – амперної характеристики джерела живлення, В/А;

u_x – напруга холостого ходу, В.

$$E = 2,6 \cdot 10^3 \cdot i^{-0,05} P_d^{0,37}, \quad (4)$$

де P_d – динамічний тиск потоку Pa , який визначає гідродинамічний стан робочої рідини в МЕЗ.

$$l = H - h \quad (0 < l < l_k), \quad (5)$$

де H – відстань між торцем сопла і заготовки, м;

h – довжина виліту електрода, м;

l_k – критичне значення довжини дуги при якому відбувається її обрив, м.

Представляємо МЕЗ в вигляді апериодичного звена, який описується диференціальним рівнянням першого порядку

$$\frac{dh}{dt} = v_e - v_m, \quad (6)$$

де v_e – швидкість подачі електрода, м/с;

v_m – швидкість обробки, м/с;

t – текучий час, с.

$$v_m = Mi, \quad (7)$$

де $M = \partial v_m / \partial i$ – крутизна плавлення заготовки при номінальному значенню струму i_0 і виліту електрода h_0 , м.

З урахуванням приведенного, з рівнянь (1,7) маємо:

$$\begin{cases} L \frac{di}{dt} + Ri + u_a = u_s \\ u_a = u_0 + El + S_a i \\ L = H - h \quad (0 < l < l_k) \\ \frac{dh}{dt} = v_e - v_m, \quad v_m = Mi \end{cases} \quad (8)$$

Ця система рівнянь в прийнятих припущеннях, математично описує модель РОД непрофільованим електродом при обробці на постійному струмі. Розв'язавши рівняння (8) відносно l при $H = const$, маємо рівняння в вигляді:

$$T_e T_s \frac{d^2 l}{dt^2} + T_s \frac{dl}{dt} + l = q, \quad 0 < l < l_k, \quad (9)$$

де q – фіксуючий керуючий вплив;

T_e і T_s – постійні часу, с.

$$q = \frac{u_x - u_0}{E} - v_e T_s, \quad (10)$$

$$T_e = \frac{L}{R}; \quad T_s = \frac{R}{EM}. \quad (11)$$

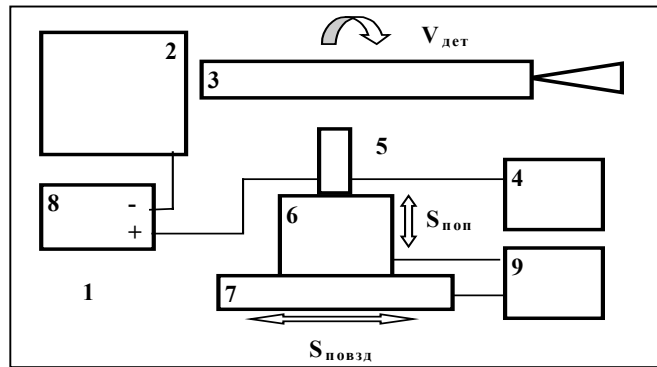
Рівняння (9), (10) і є математичною моделлю керуючого процесу зміни довжини дуги $l = l(t)$ при обробці непрофільованим електродом способом РОД. Ця модель ураховує реальні фізичні обмеження на довжину дуги $0 < l < l_k$. Так як довжина дуги це керуючий фактор, тоді довжини дуги:

$$l_\infty = q = \frac{u_x - u_0}{E} - v_e T_s; \quad 0 < l_\infty < l_k. \quad (12)$$

З виразу (13) видно, що при збільшенні напруги холостого ходу u_x , або зменшення швидкості подачі електрода v_e , приводе до подовження дуги і збільшенню МЕЗ, то при критичному значенню l_k , відбувається обрив дуги і вона гасне. Збільшення v_e або зниження u_x приводе згідно виразу (12) до зменшення l_∞ і при значенні $v_e = \frac{u_x - u_0}{ET_s}$, значення довжини l_∞ дуги дорівнюється нулю. Якщо є зона сталих

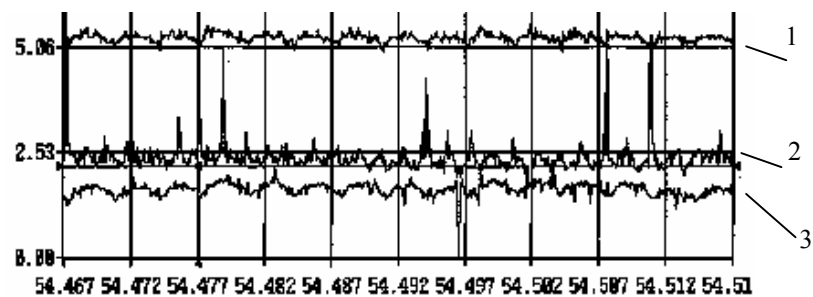
режимів, в якій не буде порушуватись обмеження на довжину дуги $0 < l_\infty < l_k$, то за рахунок керування параметрів u_x і v_e можливо встановити таке співвідношення, при якому процес РОД відбувається стало.

Згідно теоретичних основ, були проведені експериментальні дослідження способу точіння РОД непрофільованими ЕІ діаметром 20мм і внутрішнім діаметром отвору 9мм з ерозійного графіту марки МПГ-7 при обробці сталі 110Г18 зразків розмірами діаметром 50мм і довжиною 80мм. Робота виконувалась за допомогою електроерозійної головки АМУ-2, яка встановлена на токарно-гвинторізний верстат мод 1П611, при постійній частоті обертання патрону шпинделя верстата -33,5 об/хвил. В якості джерела струму використовувалось зварювальне джерело живлення ВДУ-504. Налаштування слідкуючої системи за підтримкою постійного міжелектродного проміжка виконувалось по максимально стабільному найбільшому значенню робочого струму для заданого режиму. Полярність обробки зворотня, що пов'язано із прагненням отримання мінімальної шорсткості обробленої поверхні при мінімальному зносі ЕІ. Обробка здійснювалась при прямому прокачуванні рідини (емульсії УСП-98) через ЕІ. Результати параметрів обробки реєструвались на ПЕОМ типу IBM PC/AT за допомоги плати АЦП моделі L-264 розрядністю 12 біт і максимальною частотою перетворення 200 кГц.



1 – база токарного верстата; 2 – патрон; 3 – деталь; 4 – станція робочої рідини; 5 – електрод;
6 – електроерозійна головка АМУ-2; 7 – слідкуюча система; 8 – джерело живлення;
9 – станція гідропривода

Рисунок 2 – Схема установки



1- статичний тиск рідини; 2-напруга горіння дуги; 3- сила струму обробки
Масштаби: $\mu p_s=0.02$ Мпа/мм $\mu U=1,4$ В/мм $\mu I=12,5$ А

Рисунок 3– Осцилограма процесу обробки

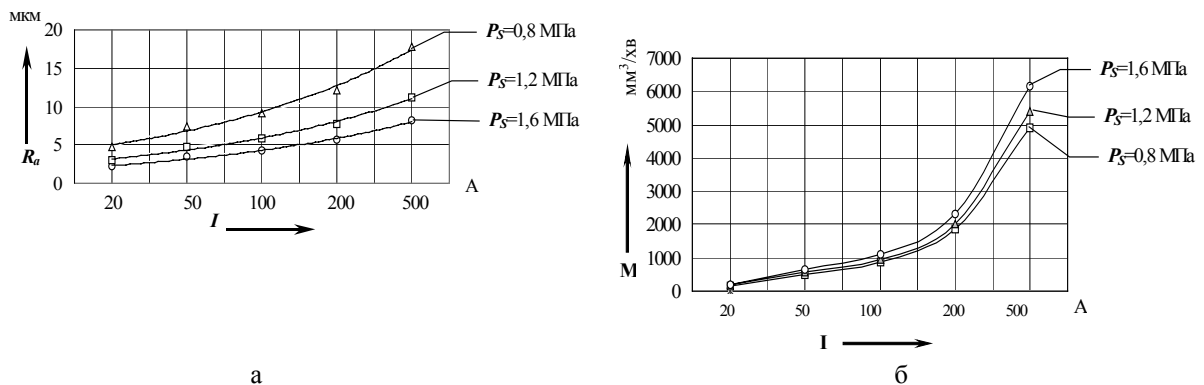


Рисунок 4 – Залежність (а) шорсткості обробленої поверхні R_a від I та P_s і залежність (б) продуктивності M від I та P_s

Обробка осцилограми показує, що відбуваються перехідні процеси горіння дуги. Це пов'язано з підмиканням продуктів ерозії які уносяться з зони обробки, а також наявності електромеханічного згладжування (ефекту Аскіназі) [7]. При цьому відбувається зміна міжелектродного проміжку (МЕП), який відслідковує система автоматики. Зміна МЕП приводе до падіння потенціалу, а струми стійких дуг обумовлюють швидкість плавлення. Ступінчастий амплітудний аналіз осцилограми дозволяє встановити, що процес точіння відбувався при $U_k + U_a = 22 \dots 25$ В. При

взаємодії дуги з потоком рідини, спостерігається явище самокерування енергетичних характеристик дуги (напруженості електричного поля і густини струму) в функції динамічного тиску. Площина поперечного перерізу дуги збільшується (зменшується) прямо пропорційно струму.

Встановлено, що продуктивність при обробці не залежить від твердості, та в'язкості металу, який обробляється, що важливо в умовах зростаючого застосування важкооброблюваних матеріалів. При точінні непрофільованим ЕІ основними факторами, які обумовлюють енергетичні та геометричні характеристики, фізичний механізм процесу і технологічні характеристики РОД є сила технологічного струму I і динамічний тиск Pd . Спосіб обробки дозволяє за рахунок зміни динамічного тиску отримувати на поверхні загартований шар металу (при температурі 1050-1100°C), що дозволяє фіксувати структуру аустеніту і запобігати виділенню карбідів, тим самим підвищувати міцність і зносостійкість матеріалу.

В зв'язку з цим обробка непрофільованим електродом представляє інтерес до розгляду проблеми важкооброблюваних матеріалів і дозволяє визначити основні напрямки досліджень і розробок в цієї області.

Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Афтореф. дис. д-ра техн. наук. 05.03.07/ НТУУ „КПІ”. – К.: 1999. – 36 с.
2. Десятков Г. А., Энгельшт В. С. и др. Теория цилиндрического дугового разряда. Фрунзе, 1985.
3. Жуков М. Ф., Урюков Б. А., и др. Теория термической электродуговой плазмы. Ч. 1–я. Методы математического исследования плазмы. Новосибирск, 1987.
4. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ „Імекс ЛТД”, 2002. – 300 с.
5. Цыбулькин Г. Н. Об одном алгебраическом условии устойчивости линейных динамических систем // Кибернетика и вычисл. Техника. – 1986. – Вып. 69.
6. Цыбулькин Г. А. Построение математических моделей в задачах адаптивного управления дуговой сваркой // Автоматическая сварка.– 1994. – №1.
7. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей электромеханической обработкой. М., 1968.

В данной статье представлен анализ переходного и установившегося процесса размерной обработки металлов электрической дугой непрофелированным электродом. Возможность выбора режимов обработки, позволяет получать рациональное значение шероховатости при высокой производительности.

The present paper describes the analysis of the transitive and established process of dimensional processing of metals by an electric arch a non-profiled electrode is submitted. The opportunity of a choice of modes of processing, allows to receive rational value of a roughness at high efficiency.

Підвищення ефективності металообробного обладнання удосконаленням приводів

У статті пропонується підвищити ефективність металообробного обладнання за рахунок застосування приводів з можливістю перерозподілу або управління навантаженням.

металообробне обладнання, привід, перерозподіл навантаження, управління навантаженням

Для сучасної ринкової економіки характерна боротьба виробників за ринки збуту, це стосується і підприємств, які займаються виробництвом металообробного обладнання (МО). Успіх в цій боротьбі гарантує тільки виробництво сучасного високоефективного обладнання, що пояснює прагнення підприємств постійно займатися підвищенням ефективності МО. При цьому під ефективністю МО, як правило, розуміють на ряду з розширенням технологічних можливостей – виконання необхідних технологічних операцій з мінімальними витратами і максимальною швидкістю.

Підвищення ефективності сучасного МО здійснюється шляхом забезпечення надшвидкісних режимів обробки [1], розширенням технологічних можливостей [2] і т.п. Проте вказані методи, підвищуючи вихідні характеристики МО, одночасно приводять до підвищення його вартості, за рахунок ускладнення приводу, надмірних потужностей приводу, дорогого інструменту необхідного для забезпечення надшвидкісних режимів обробки. Таким чином, резерв підвищення ефективності МО полягає у вдосконаленні приводів МО.

Сили різання, що виникають в процесі обробки, разом з силами опору переміщенню виконавчих органів МО, створюють навантаження на приводи механізмів руху формоутворення. Вплив такого навантаження на різні приводи неоднаковий. При збільшенні навантаження на привід подачі, знижується точність обробки [3].

Задача полягає в тому, щоб при заданих режимах і умовах обробки створити такі навантаження виконавчих органів і кінематичних ланцюгів приводу, які відповідають підвищенню точності.

Рішення цієї задачі можливо шляхом перерозподілу навантаження між приводом головного руху і приводом подачі. Структурна схема приводу, що дає можливість перерозподілу навантаження показана у вигляді графа на рис. 1.

На схемі позначені M – двигун, $ПМ$ – передаточний механізм, що включає ланку настройки. MV – механізм управління потоками потужності і навантаження. $1, 2, 3...n$ – виконавчі органи приводу верстата. $y_1, y_2, y_3...y_n$ – збурюючі дії, що впливають, на виконавчі органи приводу. $P_1, P_2, P_3...P_n$ – технологічне навантаження на виконавчі органи приводу. $S_1, S_2, S_3...S_n$ – параметри процесу обробки, подача. На основі схеми (рис. 1) можна проектувати приводи МО як традиційної структури так і з перерозподілом навантаження.

Умови перерозподілу навантаження приводів [4] і схема (рис. 1) послужили основою для розробки алгоритму (рис. 2) проектування сучасного МО. Для забезпечення функціонування приводів МО, спроектованих з перерозподілом навантаження, доцільно використовувати системи автоматичного і адаптивного управління [5].

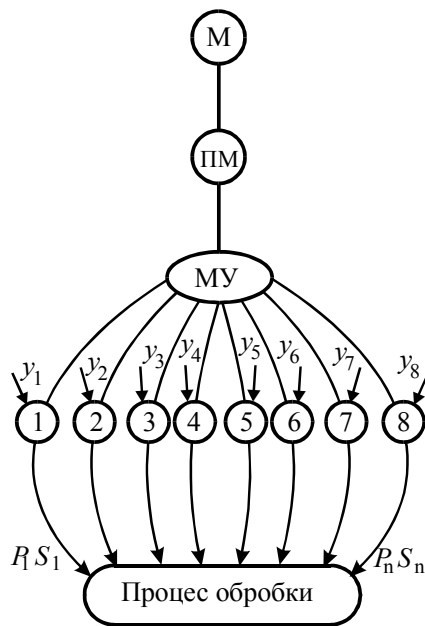


Рисунок 1 – Універсальна структурна схема приводів МО



Рисунок 2 – Алгоритм проектування привоу МО

Типові схеми структурної основи приводу на базі яких відповідно до алгоритму (рис. 2) розробляються адаптивні схеми і елементи автоматичного регулювання процесів обробки приведені в таблиці 1. На схемах позначені M_1 , M_2 – двигуни; $MУ$ – механізм управління потоками потужності і навантаження; $У$ – управляючий пристрій; Π – програмний пристрій; i_v , i_s – передаточні механізми приводу головного руху і подачі, що включаються у ланки настройки і регулювання швидкості; $O \rightarrow \Pi$ – механізм перетворення руху, обертового в поступальний; M , V , P , S – параметри технологічного навантаження і режимів; B – виконавчий орган приводу подачі; $\Pi\Pi$ – порівнюючий пристрій.

Таблиця 1 – Типові схеми приводів металообробного обладнання

	Традиційна структура	Нова структура
	1	2
1		
2		
3		

Відповідно до алгоритму (див. рис. 3) на основі типових схем (табл. 1) розроблені схеми приводів, що дозволяють підвищити ефективність спроектованого на їх основі МО.

Схема 1.1 є традиційною системою адаптивного управління подачею у функції контрольованого параметра (навантаження або пружної деформації) дозволяє зміною подачі стабілізувати контрольований параметр точності.

Схема 1.2 розроблена на основі механізму управління потоками потужності і порівняно з попередньою схемою (1.1) дозволяє понизити навантаження в приводі подачі до оптимального по точності рівня і на цьому рівні її стабілізувати.

Схема 2.1 є типовою системою адаптивного управління величиною подачі у функції технологічного навантаження приводу з ЧПУ.

Схема 2.2 також є системою адаптивного управління подачею у функції контрольованого параметра точності, але вищого рівня.

Схема 3.1 є типовою в системі приводу із змінною структурою.

Схема 3.2 – схема приводу із змінною структурою, створена на новій структурній основі.

На рис. 3 приведена схема системи автоматичного регулювання, що забезпечує адаптивне управління величиною швидкості подачі у функції контрольованого параметра навантаження.

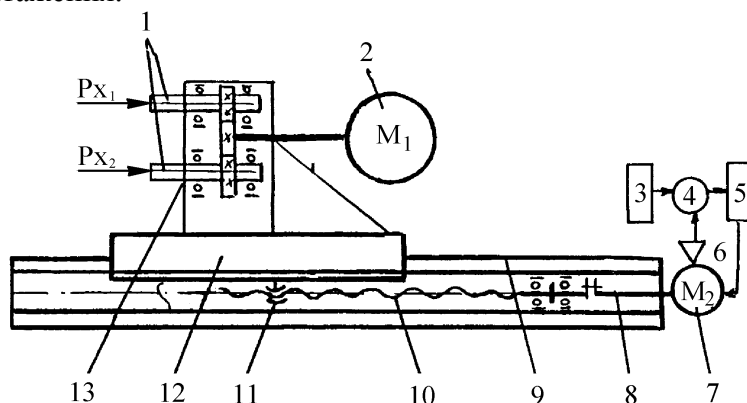


Рисунок 3 – Привід подачі з адаптивним управлінням швидкістю подачі у функції осьової сили

В процесі обробки електродвигун 2 забезпечує обертання шпинделів 1 коробки 13, встановленої на силовому столі 12. Стіл 12 переміщається по напрямних 9 станини за допомогою двигуна 7, валу 8 і гвинтової передачі 10-11. Таким чином двигун 7 забезпечує повний цикл зворотно-поступальних рухів, які включають холості і робочі переміщення шпиндельної коробки.

Датчик 6 контролює навантаження двигуна 7 і за допомогою порівняльного 4, програмного 3 і управляючого 5 пристроїв змінює частоту обертання двигуна 7. Система автоматичного управління локалізована в двигуні 7 та дозволяє здійснювати адаптивне управління швидкістю поступального руху на протязі всього циклу.

На рис. 4 показана схема приводу подачі пінолі з системою адаптивного управління швидкістю подачі у функції навантаження приводу, яка локалізована в двигуні подачі, працюючого в режимі підсилювача потужності.

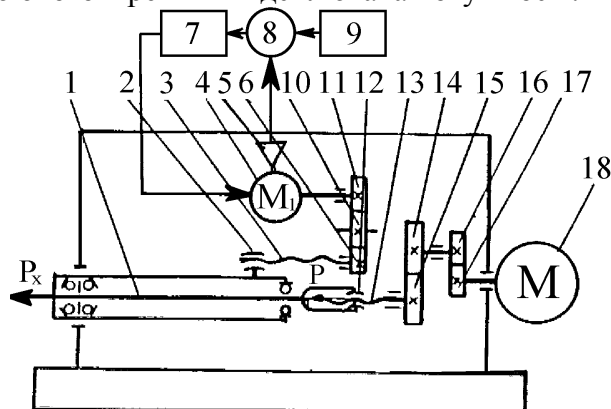


Рисунок 4 – Привід подачі пінолі з адаптивним управлінням швидкістю подачі

Від електродвигуна 18 через зубчаті передачі 17-16 і 14-15 обертовий рух передається гвинту 13 зв'язаний з гайкою 12 шпинделя 1. Рух подачі піноль з

шпинделем 1 отримує від електродвигуна 4 через зубчаті передачі 11-10-6 і гвинтову пару 3-2.

В процесі обробки в несамогальмівній гвинтовій передачі 13-12 виникає осьова сила P що частково розвантажує привід подачі. Датчик 5 контролює навантаження двигуна 4 і за допомогою порівняльного 8, програмного 9 і управляючого 7 пристроїв змінює швидкість поступального руху пінолі з шпинделем, здійснюючи тим самим адаптивне управління швидкістю подачі у функції навантаження.

На рис. 5 показана схема приводу подачі поперечних супортів токарного багатошпіндельного автомата з адаптивним управлінням швидкістю подачі. В процесі обробки заготовок встановлених у патронах на шпинделях 1 поворотного блоку 2 різці, встановлені на супортах 11-14-17, через підтискаючі до кулачків 10-13 пружинами 12-15-16 роликові штовхачі, здійснюють рух подачі.

Датчик 5 контролює навантаження двигуна 4 і через порівняльний 7, програмний 8 і управляючий 6 пристрої змінює швидкість обертання черв'ячної передачі 3 і блоку 2, утримуючого кулачки 10-13.

Установка кулачків на кільці блоку 2 підвищує жорсткість і врівноважує поперечні сили супортів 11-14-17, що також знижує пружну деформацію технологічної верстатної системи і підвищує точність обробки.

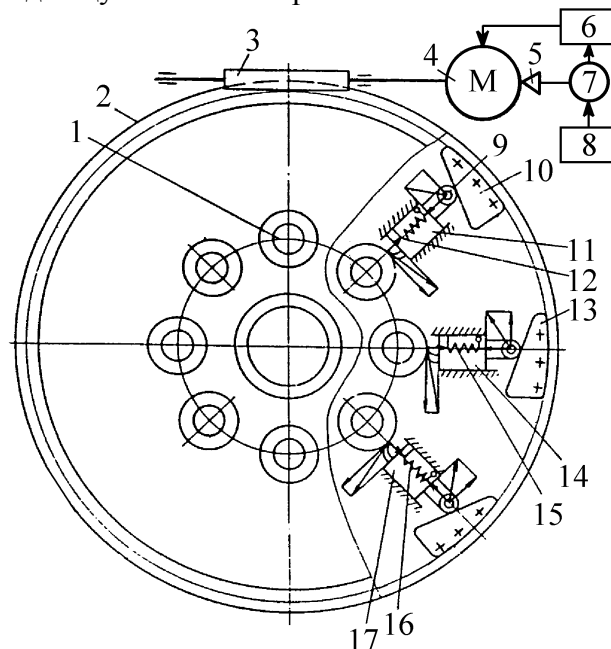


Рисунок 5 – Привід подачі поперечних супортів токарного багатошпіндельного автомата

На рис. 6 показана схема приводу силової головки з системою адаптивного управління режимами роботи у функції навантаження. Від електродвигуна 13 через шліцьове з'єднання обертовий рух передається шпинделю 6. Одночасно через черв'ячну передачу 1-12, муфту 2, вал 11, змінні колеса 10-9, вал 3, черв'ячну передачу 4-8 обертовий рух отримує піноль 5, на зовнішній поверхні якої виконаний профіль, сполучений з нерухомим роликовим штовхачем 7. Таким чином профіль кулачка забезпечує повний цикл зворотно-поступальних рухів за один оберт пінолі 5.

В процесі роботи головки датчик 14 контролює навантаження двигуна 13 і в разі її перевищення за допомогою порівняльного 15, програмного 16 і управляючого 17 пристроїв здійснює регулювання в наступній послідовності: спочатку знижує частоту обертання двигуна 13, а якщо цього недостатньо управлінням муфтою 2 знижує швидкість поступального руху подачі.

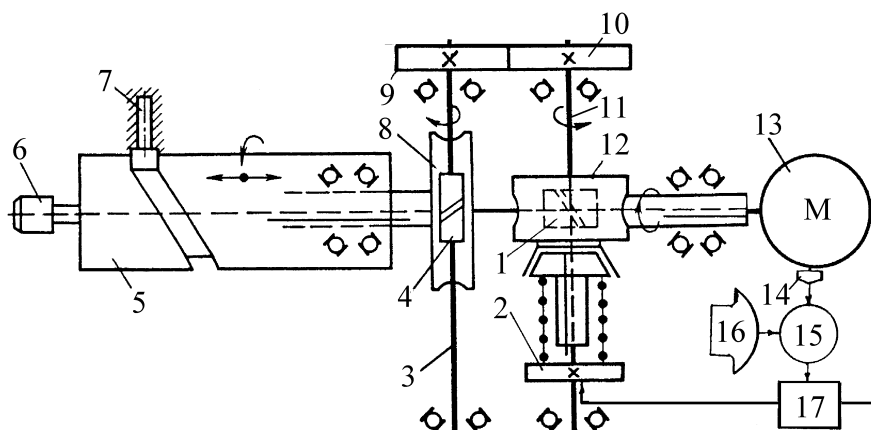


Рисунок 6 – Привід силової головки з адаптивним управлінням режимами у функції навантаження

На рис. 7 показана схема приводу поступального руху силового столу з системою автоматичного регулювання, що забезпечує зниження втрат і підвищення ККД. Привід працює в режимі механічного підсилювача потужності і здійснює регулювання швидкості у функції технологічного навантаження.

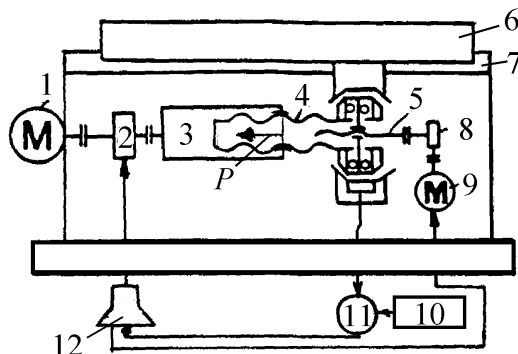


Рисунок 7 – Привід поступального руху силового столу

Від електродвигуна 1 через муфту 2, гвинтову несамогальмівну передачу 3-4 обертовий рух передається гвинту з опорою пов'язаної з платформою 6, переміщуваної по напрямних станини 7. Від електродвигуна 9 через передаточний механізм 8, що включає ланку настройки і гвинтову самогальмівну передачу 5 поступальний рух надається опорі гвинта 4. Замикання фрикційної опори гвинта 4 викликає крутний момент навантаження, в гвинтовій передачі і осьову силу P , яка переміщує платформу 6. Цей рух відбуватиметься доти поки фрикційна опора гвинта замкнута. Таким чином механізм управління відстежуватиме програму рухів управляючого двигуна 9.

В процесі обробки датчик контролює навантаження в опорі гвинта і через порівняльний 11, програмний 10 і управляючий 12 пристрої управляє муфтою 2 і двигуном 9 забезпечуючи адаптивне управління швидкістю у функції навантаження при загальному зниженні втрат на режим ковзання муфти 2.

На рис. 8 показана схема автоматичної системи що дозволяє спростити і підвищити надійність захисту приводу від перевантаження. У приводі формоутворення відсутній традиційний механізм подачі, а його функції виконує шпиндельний вузол, в поєднанні з механізмом підведення ЗОР.

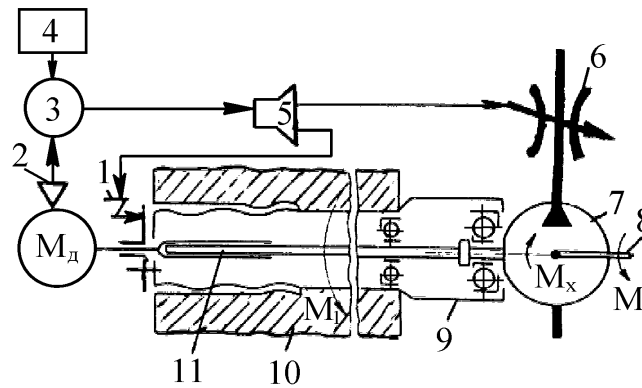


Рисунок 8 – Схема спрощеного приводу подачі з підвищеною надійністю захисту від перевантаження

Від електродвигуна M_d через шліцьове з'єднання 11 одержує обертання шпиндель 8 з інструментом. На шпинделі встановлений насос 7 ЗОР, а в каналі підведення встановлений дросель 6. Шпиндель встановлений на підшипниках в пінолі 9, а піноль гвинтовою передачею з'єднана з корпусом 10. Піноль з приводним валом може з'єднуватися муфтою 1.

В процесі обробки датчик 2 контролює навантаження двигуна і через порівняльний 3, програмний 4 і управляючий 5 пристрої здійснює регулювання муфти 1 і дроселя 6. Таким чином автоматична система використовує момент тертя в підшипниках шпинделя, момент навантаження насоса 7 і момент у муфті 1 як рушійний момент, який вигвинчує піноль 9 з корпусу 10, здійснюючи тим самим рух подачі і прискорених переміщень. Таким чином автоматична система здійснює повний цикл зворотно-поступального руху шпинделя і не допускає перевантаження. Відведення шпинделя здійснюється реверсом двигуна.

Висновки. 1. Постійна боротьба за ринки збуту вимушує машинобудівні підприємства постійно підвищувати вихідні параметри МО. 2. Як правило, підвищення вихідних характеристик МО відбувається з одночасним збільшенням його вартості. Це відбувається внаслідок ускладнення приводів МО для забезпечення виконання набору необхідних технологічних операцій і надшвидкісних режимів обробки. 3. Підвищити ефективність МО з одночасним зниженням вартості, можливо на основі перерозподілу навантаження і управління потоками потужності. 4. Забезпечити ефективне управління такими приводами МО дозволяють системи автоматичного і адаптивного управління.

Список літератури

1. Милев О. Н. Сверхскоростное резание металлов // Санкт-Петербург ОАО «Издательство «Политехника» ж-л Металлообработка № 1/2001.– 48 с.
2. Технология машиностроения в 2-х т.: Учебник.– 2-е изд.– стереотип.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, Т:2 Производство машин/ В.М. Бурцев, А.С. Васильев, О.М. Деев.– 2001.– 640 с.
3. Пестунов В.М. Основы теории привода с перераспределенной нагрузкой металлорежущих станков: Автореферат дис. д-ра техн. наук: 05.03.01 / МВТУ им. Н.Э. Баумана.– М., 1983.– 32 с.
4. Пестунов В.М., Кариков Е.А. Повышение точности и производительности металлорежущих станков.– К.: Техника, 1979.– 96 с.
5. Петраков Ю.В. Теория автоматического управления в металлообработке: Навч. посібник.– К.: ІЗМН, 1999.– 212 с.

В статье предлагается повысить эффективность металлообрабатывающего оборудования за счет применения приводов с возможностью перераспределения или управления нагрузкой.

In the article it is suggested to promote efficiency of metal-working equipment due application of drives with loading redistribution or management.

О.Д. Саїнсу, ген. директор

ВАТ "Червона Зірка"

М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук,

Б.Є. Надворний, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Особливості структуроутворення при індукційному наплавленні кераміко-металевих зносостійких шарів

У статті описані результати дослідження процесів форирування кераміко-металевих шарів при індукційному наплавленні. Показана роль дифузії та розчинення компонентів шихти при структуроутворенні зносостійких покриттів.

індукційна наплавка, кераміко-металеві слої, лапи культиваторів, карбідні наповнювачі, зносостійкість

Зміцнення робочих органів індукційною наплавкою кераміко-металевих шарів є ефективним засобом підвищення ресурсу ґрунтообробної техніки при виконанні сільськогосподарських робіт.

Найбільше розповсюдження у якості керамічного наповнювача для зносостійких наплавок знайшли порошки карбідів хрому. Ці порошки можуть бути різного складу, способу виготовлення та фракційного складу і тому отримані різними дослідниками результати суттєво різняться між собою.

З метою розробки ефективної технології індукційного наплавлення зносостійких матеріалів на робочі органи ґрунтообробних машин необхідно вивчити закономірності структуроутворення у кераміко-металічному шарі при використанні різних наповнювачів.

Індукційне наплавлення культиваторних лап з шириною захвату 270 мм здійснювали в умовах ВАТ „Червона зірка” на установці ВЧГ – 2 – 1000/0,066 потужністю 100 кВт на базовому режимі: струм аноду – 8 мА, струм розжарення 12 А, напруга 10 кВ, тривалість процесу 28 с. Підготовку поверхні лап із сталі 65Г під наплавку проводили до досягнення шорсткості R_z 40 фрезеруванням.

У виробничих умовах ВАТ «Червона зірка» (м. Кіровоград) для наплавлення серійних стрільчастих лап культиваторів використовується порошкова суміш виробництва ВАТ „Торезтвєрдосплав” ПС-14-60, що складається з 60% вуглецевистого ферохрому марки ФХ -800 фракції 150-200 мкм та сплаву (зв'язки) ЛГС-1 слідуєчого складу, %: 0,9...1,5 С; 0,3...0,7 В; 2,8...5,0 Si; 2,0 Cr; 2,0...4,0 Mn; 2,0...4,0 Ni; 1,5...2,5 Cu. В мікроструктурі зносостійкого шару, наплавленого за заводською технологією, по всьому перерізу спостерігаються крупні карбіди зі значною кількістю транскристалітних тріщин.

У практиці індукційного наплавлення робочих органів ґрунтообробної техніки як зв'язку для формування зносостійких покриттів використовують високохромисті залізобуглецеві сплави (сормайти). Вони технологічні, мають високу абразивну зносостійкість, освоєно їх промислове виробництво на Україні. В процесі проведення досліджень у якості основи шихти використовували порошок виробництва ВАТ „Торезтвєрдосплав” ПГ-УС-25 (У50Х40Н2С2Г) такого складу, %: 4,5...5,5 С; 1,8...2,8 Si; 2,5 Mn; 38...42 Cr; 1,0...1,8 Ni. Розмір фракцій – 150...200 мкм. Як наповнювачі

композиційних покриттів при проведенні експериментів використовували наступні порошки:

1) КХНП – 20 (ТУ 48-19-381-85). Масовий склад: 80% карбіди хрому Cr_3C_2 , плаковані 20% Ni ;

2) Порошок вуглецевистого феррохрому ФХ800 з масовим складом, %: 7,88 C ; 71,25 Cr ; 0,24 Si ; 20,55 Fe ;

3) Карбіди хрому Cr_3C_2 .

Досліджували покриття отримані з наступних порошкових сумішей (за об'ємом):

№ 1 (11) ПГ-УС-25 + 30% Cr_3C_2 ;

№ 2 (17) ПГ-УС-25 + 30% КХНП -20;

№3 (24) ПГ-УС-25 + 30% ФХ800;

№4 (16) ПС-14 + 40% ФХ800 (наплавка серійного складу).

У всіх дослідях фракція наповнювача складала 150-200 мкм. Наплавлені шари мали наступні значення агрегатної твердості №1 - HRC 54 - 56; № 2 – HRC 54-56; № 3 - HRC 55-56; № 4 HRC 44 – 48.

Дослідження мікроструктури зносостійких покриттів проводили на растровому електронному мікроскопі-мікроаналізаторі BS - 340 фірми „TESLA”, оснащеним енерго-дисперсійним аналізатором „Ліпс-860” (із виведенням характеристичних зображень на ЕОМ). Це обладнання дозволяє паралельно з растрово-електронним дослідженням робити локальне визначення хімічного складу ділянок у точці діаметром від 1 до 1,5 мкм. Крім кількісного визначення хімічних елементів, реєстрували зображення в характеристичних променях окремих елементів, що дозволило якісно визначити розподіл цих елементів у межах досліджуваної ділянки мікрошліфа.

Електронно-мікроскопічне дослідження засвідчило, що у структурі покриттів присутня легована хромом евтектика, до складу якої входять включення карбідів, що виділяються з розплаву в процесі кристалізації. Карбіди у складі евтектики розділяються прошарками легованої хрому α - фази. У зразках №1 та №2 розмір карбідів складає 2,5...5,0 мкм, товщина прошарків між карбідами евтектики 1,2...3,0 мкм (рис.1). Легована евтектика характеризується мікротвердістю 409...794 кг/мм². Чим далі ділянка евтектики розміщена від включення наповнювача, тим менші значення мікротвердості характерні для неї. Евтектика має нерівномірну будову, орієнтовану відносно напрямку тепловідведення при кристалізації (відносно підложки) та відносно карбідів наповнювача (рис.2). У зразках, де у якості наповнювача використовувався ферохром евтектика містить більшу кількість карбідів, що проявляється у збільшенні їх розмірів (рис.3). Евтектика щільно оточує частки карбідів з наповнювача та має морфологічний зв'язок з ними, що сприяє їх міцному закріпленню у матриці наплавленого шару.

Хімічний склад α - фази знаходиться в межах: 10...15% Cr та 65...75 % Fe . В складі евтектичних карбідів вміст хрому змінюється в межах 20...40 %, а вміст заліза складає 40...67 %. При цьому чітко просліджується кореляція між вмістом хрому та заліза в карбідах евтектики (рис.5).

В карбідних включеннях наповнювача розміром понад 30 мкм спостерігаються ділянки різної будови. Центральна частина цих включень є більш світлою у порівнянні з світло-сірою периферійною оболонкою товщиною до 5 мкм (рис.4). Для цієї оболонки характерний понижений відносно центральної частини включень наповнювача вміст хрому та підвищений – заліза. Ці дві характерні зони у будові включень наповнювача розділені чітко вираженою межею.

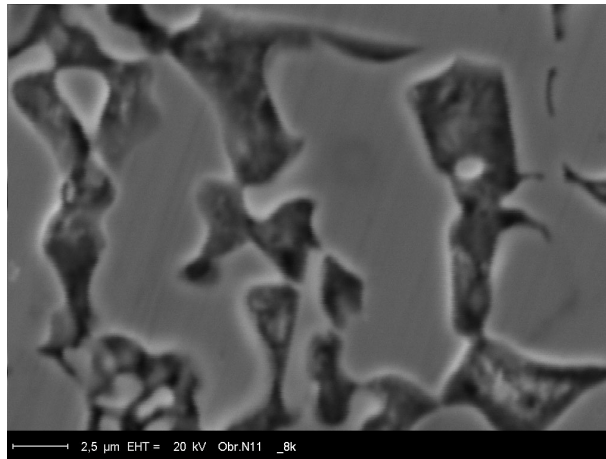


Рисунок 1 – Будова евтектики у складі зносостійкого покриття

В структурі наплавлених шарів зразків №1 та №2 включення наповнювача (карбіду хрому) мають щільну будову на відміну від включень ферохрому (зразки №3 та №4). Ферохромовий наповнювач має значну кількість тріщин, неметалічних включень та неоднорідний склад по об'єму включень. Особливо це характерно для наповнювача, який використовується за заводською технологією (рис.3). Очевидно, це пов'язано з особливостями технології виробництва та подрібнення вуглецевистого ферохрому марки ФХ-800.

Статистична обробка результатів мікрорентгеноспектрального аналізу по точках проводилась по таких елементах, як хром, залізо, нікель, кремній у різних фазах. Результати аналізу показали наявність лінійної кореляційної залежності між вмістом у карбідних фазах хрому та заліза. Залежність поділяється на характерні ділянки (рис.5).

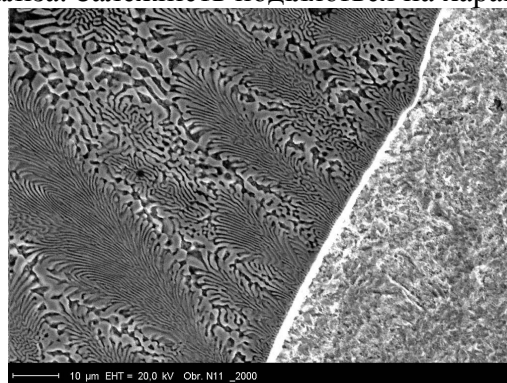


Рисунок 2 – Орієнтація евтектичних колоній відносно підложки



Рисунок 3 – Будова включень наповнювача у наплавленому шарі за заводською технологією в перехідній зоні наплавлений шар-підложка

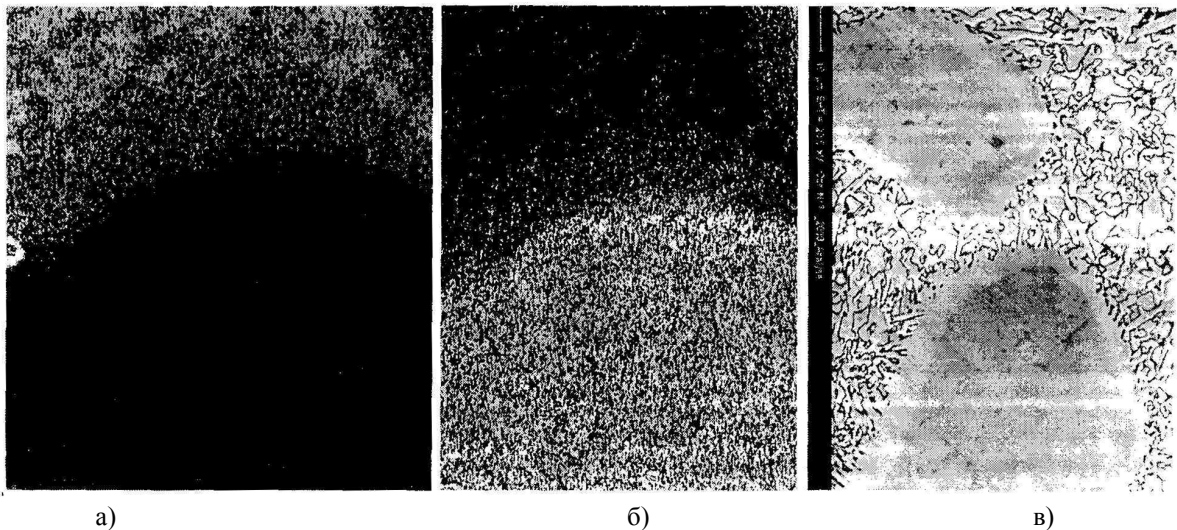


Рисунок 4 – Будова включень наповнювача КХНП-20 (а) та якісна картина розподілу в них хрому (б) і заліза (в)

Перша ділянка характеризується високим вмістом хрому при практичній відсутності заліза. Ця ділянка відповідає центральній частині включень карбідів на основі Cr_3C_2 (зразки № 1,2).

Друга ділянка утворена карбідами з вмістом 80...68 % хрому та 7...18 % заліза. Ця ділянка відповідає складу центральної частини включень наповнювача з ферохрому, а також світлим ділянкам включень наповнювача Cr_3C_2 , на яких частково пройшли процеси взаємної дифузії хрому та заліза. Значення максимального вмісту хрому в центральній частині карбідів наповнювачів, що використовувалися при проведенні досліджень, представлено на рис.7. Найвищий вміст хрому та високі значення мікротвердості мають місце при використанні у якості наповнювача порошку КХНП-20.

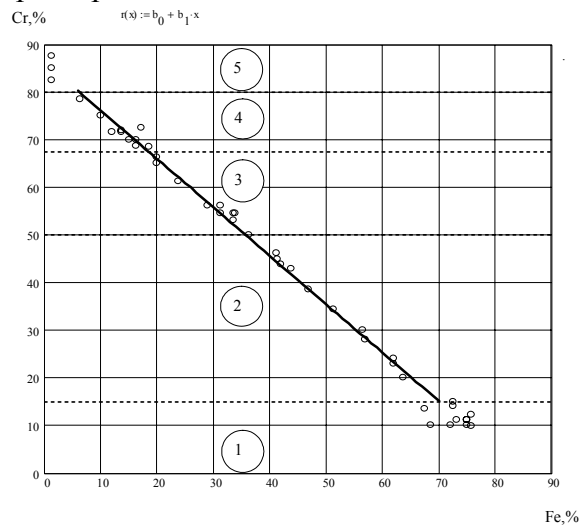
Третя ділянка відповідає світло-сірим периферійним зонам наповнювача. Четверта ділянка з вмістом хрому 50...15% відповідає включенням карбідів, утворених в процесі евтектичної кристалізації.

П'ята ділянка відповідає α - фазі, що входить до складу евтектики. На цій ділянці відсутня кореляційна залежність між вмістом хрому та заліза. На ділянках твердого розчину реєструється наявність нікелю (до 1,4%) та кремнію (до 0,6 %).

Лінійний мікрорентгеноспектральний аналіз свідчить, що перехід від світлих до світло-сірих ділянок у будові наповнювача відбувається при вмісті близько 50% Cr та 37% Fe і супроводжується скачкоподібною зміною складу карбідної фази (Рис.6). При цьому в обох зонах спостерігається рівномірне зниження концентрації хрому у напрямку від центру до периферії включення. Очевидно, про зниженні концентрації хрому в карбідній фазі відбувається зміна типу кристалічної ґратки. Таке перетворення веде до суттєвого підвищення у карбідній фазі напружень, мікродефектів та щільності дислокацій, що сприяє різкому прискоренню дифузії хрому із включення наповнювача в розплав та підвищенню вмісту заліза у цих включеннях. Зміна будови карбідного включення веде до його розміцнення, що проявляється у зниженні мікротвердості з 3049... 2626 кг/мм² в центральній частині до 1891...1287 кг/мм² на периферійних світло-сірих ділянках. Можливо допустити, що у цьому випадку відбувається перекристалізація кубічної кристалічної ґратки, характерної для карбіду Cr_3C_2 у складну гексагональну кристалічну ґратки, яка властива для карбідів $(\text{Fe}, \text{Cr})_{23}\text{C}_7$.

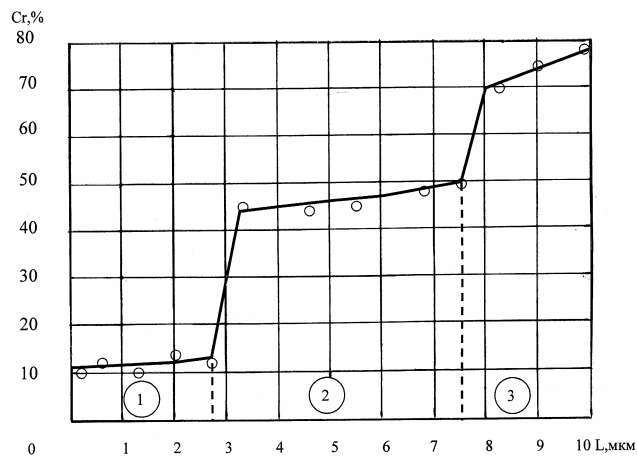
Ділянки різної будови зустрічаються в карбідних включеннях наповнювача розміром понад 30 мкм. Більш дрібні карбіди, які не розплавившись при формуванні

кераміко-металевого зносостійкого шару, за рахунок дифузійних процесів взаємозаміщення хрому залізом мають знижений до 50...65 % вміст хрому та знижену до 1300...1400 кг/мм² мікротвердість.



1-центральна частина включень Cr_3C_2 ; 2- світла частина включень наповнювача; 3-світло-сіра частина включень наповнювача; 4-карбіди евтектики; 5-твердий розчин у складі евтектики.

Рисунок 5 – Кореляційний зв'язок між вмістом заліза та хрому у фазах наплавленого кераміко-металевого зносостійкого шару:



1- центральна світла частина включень наповнювача; 2-периферійна світло-сіра зона у включеннях наповнювача; 3-твердий розчин у складі евтектики.

Рисунок 6 – Розподіл хрому між фазами наплавленого кераміко-металевого зносостійкого шару: (наповнювач КХНП-20)

Шляхами ослаблення явища зниження мікротвердості карбідного наповнювача за рахунок дифузійних процесів і відповідно підвищення абразивної зносостійкості наплавленого кераміко-металевого шару є використання плакованих наповнювачів оптимальних розмірів на основі карбіду хрому, а також забезпечення більш інтенсивного прогрівання шихти та охолодження утвореного покриття. Підвищення зносостійкості наплавленого шару також можливе за рахунок підвищення міцності евтектичної матриці, досягаючи формування структури з розміщенням включень наповнювача на відстані одне від одного не більше 60...80 мкм.

Для визначення ролі швидкості розчинення керамічного наповнювача у формуванні зносостійкого шару при індукційному наплавленні використовували

карбіди зі звуженим діапазоном гранулометричного складу. Наповнювачі з гранулометричним складом 150...200 мкм додатково розсіювали на віброситі “Analisette 3” з відділенням фракції 140...160 мкм. У якості наповнювачів використовували порошки КХНП-20, карбіди Cr_3C_2 та ферохром ФХ-800 з партій, які використовувалися у попередніх дослідях. Вихід відділеної фракції 150...200 мкм складав для КХНП -20 до 23% , для Cr_3C_2 до 32% та ФХ-800 до 28% від маси наповнювачів, що просіюються. Досліди проводили на сумішах складу ПГ-УС-25 з 30% наповнювача. Утворення зносостійкого шару виконували на режимах індукційного наплавлення, які використовувалися при проведенні попередніх дослідів (час прогрівання 25 с.).

При дослідженні мікроструктури утворених покриттів визначали середній розмір включень наповнювача методом стереометричної металографії [1]. Результати вимірювань становлять: зразок з Cr_3C_2 - 63 мкм, зразок з КХНП -20 -119 мкм, зразок з ФХ-800 – 137 мкм. Отримані результати свідчать, що найменшу швидкість розчинення при індукційному напавленні має наповнювач з ферохрому ФХ-800, а найвищу карбіди хрому Cr_3C_2 . Наявність плакуючого нікелевого шару на поверхні КХНП-20 знижує швидкість розчинення включень карбіду хрому до значень, які близькі до аналогічних показників ферохрому.

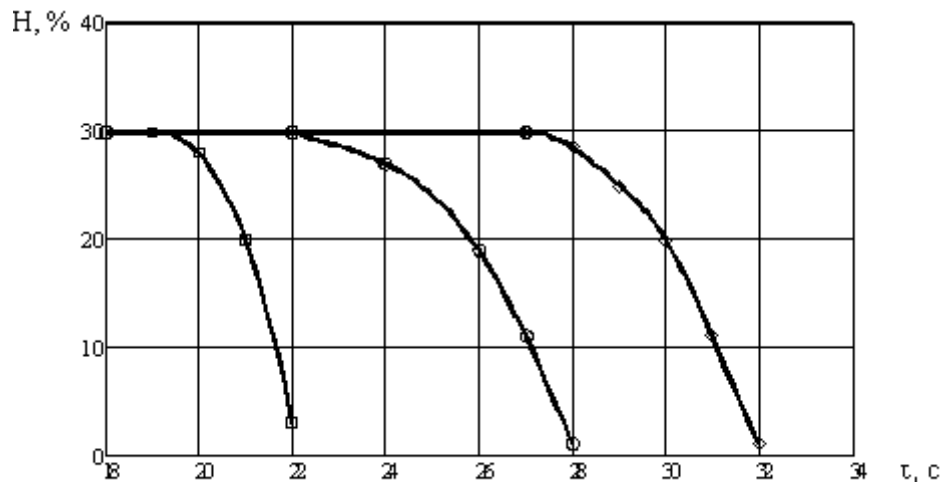
Визначення впливу тривалості індукційного наплавлення на структуроутворення та зносостійкість покриттів проводили на шихтових сумішах з наповнювачами КХНП-20 та Cr_3C_2 фракції 140...160 мкм. Також проводили дослідження з карбідами хрому Cr_3C_2 фракції 20...40 мкм. Досліди проводили при незмінній потужності на індукторі змінюючи час наплавлення в межах 15...35 с. В мікроструктурі утворених кераміко-металевих покриттів лінійним методом стереометричної металографії визначали долю нерозплавлених часток наповнювача [1].

Достатнє сплавлення компонентів покриття, при якому вже не відбувається викришування наповнювача з матриці при виготовленні мікрошліфів, досягається після 19...21 секунди індукційного нагрівання. На графіку отриманої залежності (рис.8) виділяються три характерні періоди. Перший період являє собою горизонтальну ділянку на якій практично не відбувається зниження кількості наповнювача в структурі наплавленого шару. Цей період характеризується розплавленням порошків утворюючих металеву матрицю та виникненням щільного контакту між наповнювачем і рідкою фазою. Друга ділянка характеризується лінійним зниженням в часі долі наповнювача в структурі, що пов'язано з рівномірним розчиненням у розплав карбідів.



Рисунок 7 – Максимальний вміст хрому в центральній частині карбідних включень наповнювачів у досліджуваних зразках

Для третьої ділянки характерне прискорене зниження долі наповнювача. За рахунок протікання дифузійних процесів наявні карбіди повністю набувають склад $(Fe,Cr)_{23}C_7$. Це веде до їх прискореного розчинення при індукційному прогріванні покриття, що утворюється. Встановлені залежності для наповнювачів з карбіду хрому та КХНП-20 не мають між собою принципової різниці. Для наповнювача КХНП-20 характерним є лише збільшення до 20% за часом першої ділянки, що пов'язано з гальмуванням розчинення карбідів наповнювача плакуючим шаром нікелю. В той же час у цьому випадку друга та третя ділянки дещо коротші, що пов'язано з більш інтенсивним протіканням процесів дифузійного перерозподілу хрому та заліза у включеннях наповнювача та їх прискореним розчиненням в оточуючому розплаві за рахунок більшого перегріву покриття, що утворюється. В той же час розчинення більш дисперсного наповнювача з карбіду хрому протікає значно інтенсивніше, одночасно з утворенням рідкої фази.



1-карбід хрому (20...40 мкм); 2- карбід хрому (140...160 мкм); 3- КХНП-20 (140...160 мкм).

Рисунок 8 – Вплив тривалості індукційного нагрівання при формуванні зносостійкого покриття на долю включень наповнювача в мікроструктурі

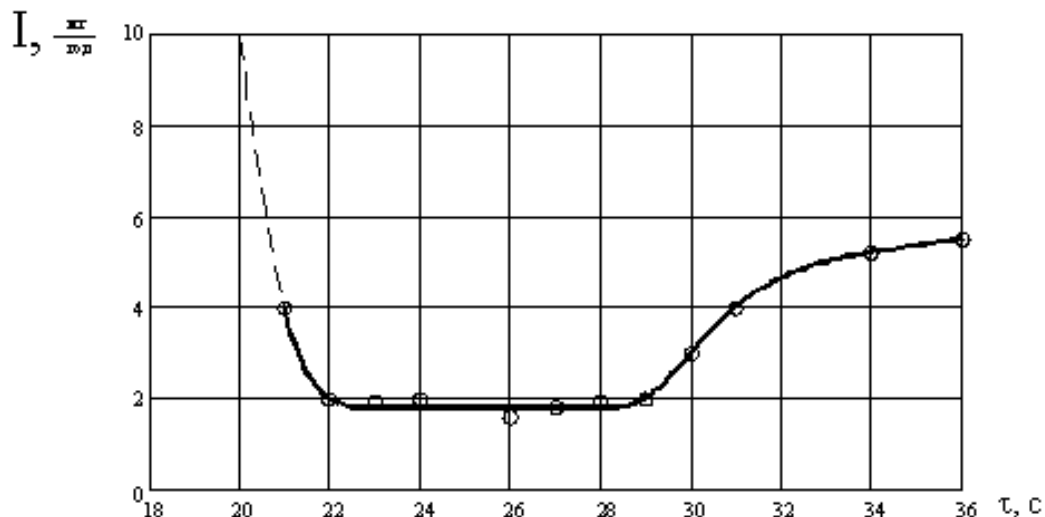


Рисунок 9 – Вплив тривалості індукційного нагрівання на зносостійкість утвореного покриття з наповнювачем КХНП - 20 (140...160 мкм)

Лабораторні дослідження зносостійкості покрить, наплавлених з використанням наповнювача КХНП-20 проводилося на установці типу НК за методикою, що наведена у попередній роботі авторів [2].

Покриття на початкових стадіях формування мають низьку зносостійкість, що пов'язано з слабким закріпленням наповнювача у матриці (рис.6). Збільшення часу індукційного прогрівання до 21 секунди веде до суттєвого підвищення зносостійкості зразка. Зі збільшенням часу нагрівання спостерігається поступове зниження зносостійкості за рахунок зменшення доли карбідів наповнювача в мікроструктурі зносостійкого шару. При повному розчиненні наповнювача відбувається перехід від формування кераміко-металевого до металевого покриття, яке має зносостійкість в умовах абразивного тертя на 30...35% меншу. Подальше прогрівання понад 28 секунд веде до поступового зниження зносостійкості за рахунок часткового окислення легуючих елементів з розплавленого шару та їх дифузії в основу, зі зниженням дисперсності евтектичних структур, що утворюються.

Висновки:

1. В результаті проведених досліджень встановлені закономірності структуроутворення в кераміко-металевих зносостійких шарах, утворених при індукційному наплавленні, показана роль дифузійних процесів у зниженні міцності включень наповнювача.

2. Зафіксовано явище перебудови кристалічної решітки включень наповнювача при певному хімічному складі за рахунок дифузійного перерозподілу заліза та хрому.

3. Встановлено наявність у різних кераміко-металевих покриттях лінійної кореляційної залежності між вмістом хрому та заліза у карбідних фазах різного походження.

4. Показано, що з точки зору бездефектності будови та за швидкістю розчинення в процесі індукційного наплавлення, найбільш доцільно використовувати у якості наповнювача кераміко-металевих покриттів плакований нікелем карбід хрому марки КХНП-20.

5. Резервом підвищення зносостійкості утворюваних шарів може бути використання наповнювачів двох гранулометричних видів. Перший вид – наповнювачі з підвищеною швидкістю розчинення (нелеговані карбіди) дрібних фракцій, які будуть повністю розчинятися та зміцнювати за рахунок легування матрицю, знижувати градієнт дифузії хрому у включеннях наповнювача. Другий вид – плаковані карбіди фракції 150...200 мкм, які забезпечують підвищення зносостійкості шляхом формування кераміко-металевих структур.

Список літератури

1. Салтыков С.А. Стереометрическая металлография. М.: Металлургия, 1970.– 376 с.
2. Саинсус А.Д., Черновол М.И., Кропивный В.Н., Надворный Б.Е. Повышение абразивной износостойкости стрелчатых культиваторных лап дифференцированной индукционной наплавкой //Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Вип. 15, Кіровоград.– 2004.– С.306-313.

В статье описаны результаты исследования процессов формирования керамики - металлических слоев при индукционной наплавке. Показана роль диффузии и растворения компонентов шихты при структурообразовании износостойких покрытий.

The results of research of processes of forming of ceramic layers at induction cladding. The role of diffusion and dissolution of components of charge is refined at gelation of wearproof coverages.

Розмірна обробка електричною дугою непрофільованим електродом

В результаті теоретичних та пошукових досліджень параметрів процесів механічної обробки, плазмової обробки та обробки короткою дугою показано, що процес РОД непрофільованим електродом має більш широкі технологічні можливості, а також забезпечує більш високу економічну ефективність в порівнянні з зазначеними процесами.

механічна обробка, плазмова обробка, розмірна обробка електричною дугою, непрофільований електрод, коротка дуга, електрод-інструмент, електрод-заготовка

Обробка різанням деталей з високоміцних матеріалів ускладнена, а іноді і неможлива. При обробці різанням виникають проблеми зі стійкістю робочого інструменту, продуктивністю та допоміжними витратами на ріжучий інструмент [1]. Ці проблеми деколи усуває плазмова обробка [2], але при цьому утворюється оплавлений шар на поверхні, що обробляється, а також велика зона термічного впливу (0,05...0,85 мм. В ряді випадків достатньо ефективною альтернативою є електроерозійний метод обробки низьковольтною електричною дугою постійного струму (короткою дугою) [3], який використовується для високоефективної попередньої, напівчистої, а в цілому ряду випадків і для кінцевої обробки ряду деталей типу тіл обертання з жароміцних та тугоплавких електропровідних матеріалів. Широке впровадження методу стримується шумовими ефектами, обмеженими технологічними можливостями та ін.

Зазначені недоліки наведених процесів можуть бути усунуті, в відомих межах, при використанні процесу розмірної обробки електричною дугою (РОД) [4] профільованим електродом по принципу прошивання з об'ємним копіюванням форми електрода-інструмента (ЕІ). Проте, при цьому, при порівняно великих розмірах поверхні обробки зростають розміри ЕІ, а при зростанні розмірів ЕІ збільшуються витрати рідини, погіршується якість обробленої поверхні та зростають питомі втрати електроенергії, зростають також габарити, потужність та вартість обладнання і оснастки. Широке впровадження такого процесу стримується обмеженими можливостями однокоординатного руху електрода, що робить неможливим використання методу для реалізації таких технологічних схем по принципу точіння і фрезерування.

Можливим вирішенням цих проблем є використання процесу РОД непрофільованим електродом. Обробка проводиться при русі ЕІ відносно заготовки по двох чи трьох координатах. Якщо змінювати типорозміри електродів, можна при використанні відповідних технологічних прийомів здійснити зазначені закономірності процесу РОД непрофільованим електродом і таким чином реалізувати практично всі відомі технологічні схеми формоутворення, зокрема характерні для РОД, а також всі технологічні схеми формоутворення традиційними методами обробки (механічна обробка і зокрема обробка тиском).

Реалізація конкретних технологій процесу РОД непрофільованим електродом та розробка відповідних технологічних схем формоутворення вимагає індивідуальних підходів та застосування найрізноманітніших технологічних прийомів, зокрема наступних.

За умов обробки тіл обертання, процес реалізують при подачі потоку робочої рідини до передньої формуючої поверхні електрода 1 (рис.1), а відводять рідину від задньої робочої поверхні 5 ЕІ, що прилягає до менш чистої за умовами виготовлення поверхні електрода-заготовки (ЕЗ) 2 або в сторону припуску на подальшу обробку, напуску чи відходу. Для підвищення якості обробленої поверхні, зменшення розбризкування робочої рідини, гасіння світлових і звукових ефектів на задню робочу поверхню 5 електрода 1 за допомогою сопла 3 подають додатковий потік робочої рідини перпендикулярно до основного потоку. Це дозволяє локалізувати зону обробки і усунути ефект довгих дуг.

За умов обробки площини, розглянемо приклад реалізації процесу при відносному переміщенні заготовки і електрода 1 по декількох координатах (рис.2). В цьому випадку треба виходити з того, що оптимальним варіантом є використання порожнистого електрода 1 з отвором. Проте при цьому існує проблема локалізації робочої зони обробки з метою забезпечення якості обробки, зменшення світлових і звукових ефектів від розряду та зменшення розбризкування робочої рідини із зони обробки. Тому на задню робочу поверхню електрода подають додатковий потік робочої рідини за допомогою сопла 3 яке у кожному окремому випадку має певну конфігурацію і усуває ефект довгих дуг.

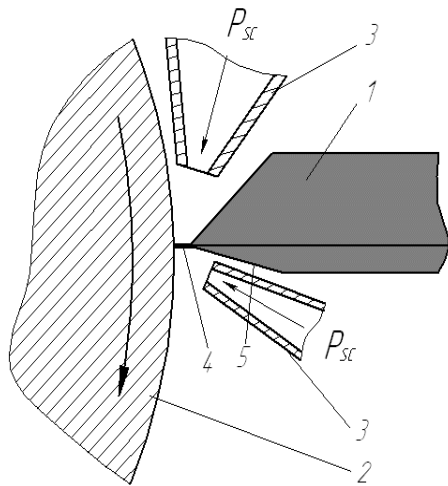


Рисунок 1 – Схема РОД непрофільованим електродом тіл обертання

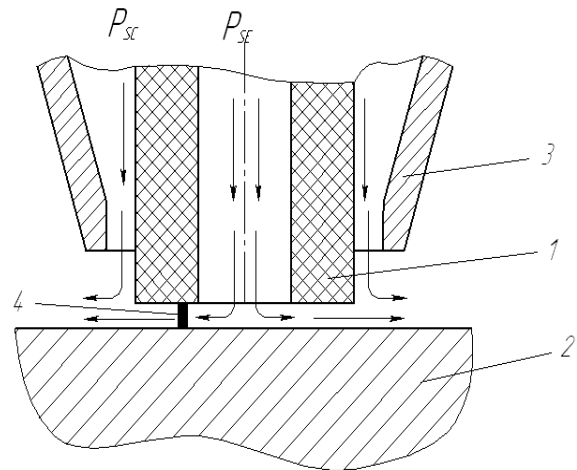


Рисунок 2 – Схема РОД непрофільованим електродом площини

Як наслідок, в умовах такого процесу можна легко керувати якістю процесу обробки незалежно від струму за рахунок зміни динамічного тиску потоку, здійснюючи обробку в широкому діапазоні режимів, починаючи від грубого розмірного плавлення і аж до переважаючого тонкого розмірного випаровування. Таким чином динамічний тиск потоку робочої рідини в умовах РОД непрофільованим електродом, як і за умов обробки профільованим електродом, є основним параметром процесу, який визначає, в кінцевому підсумку, можливість та якісну сторону процесу обробки.

Дугу при РОД непрофільованим електродом живили постійним струмом з метою використання ефекту полярності електричної ерозії, який дозволяє забезпечити максимальну продуктивність обробки ЕЗ і мінімальний знос ЕІ. В якості джерела живлення струмом використовувалися зварювальні випрямлячі ВДУ-504.

Пошукові дослідження РОД непрофільованим електродом показали, що типова осцилограма сили струму і напруги дуги (рис.3) принципово не відрізняється від типової осцилограми струму і напруги звичайної дуги при РОД профільованим електродом. В умовах РОД енергетичні параметри розряду (густина струму, напруженість елект-

ричного поля) регулюються легко, плавно і в широких межах за рахунок зміни динамічного тиску потоку і при збільшенні (зменшенні) останнього збільшуються (зменшуються), що треба розглядати в функції динамічного тиску потоку.

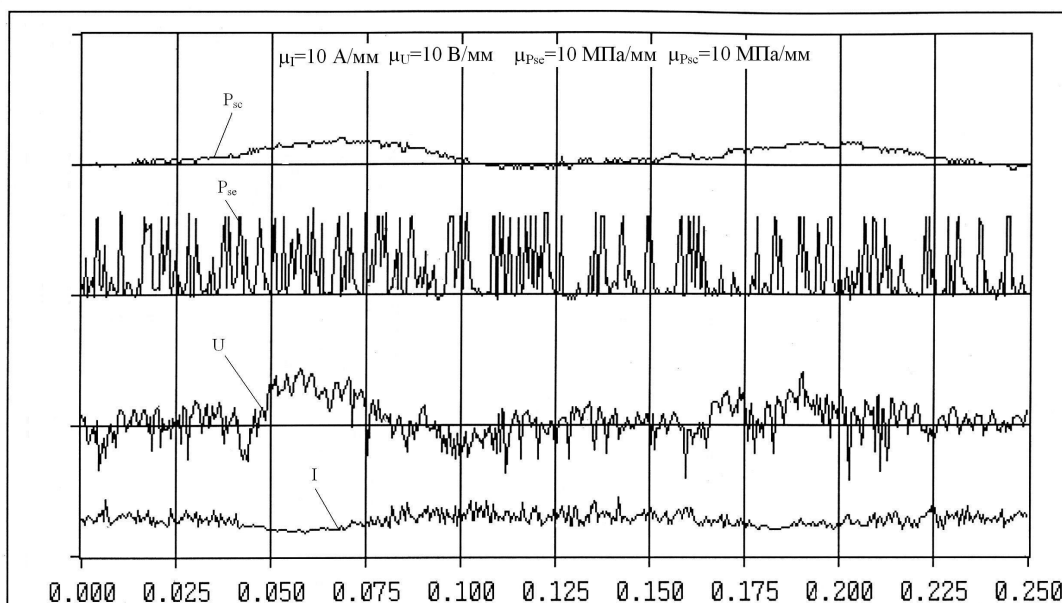


Рисунок 3 – Типова осцилограма процесу РОД непрофільованим електродом

В якості робочої рідини використовувалися емульсії та технічна вода, які принаймні зараз мають перевагу з точки зору технологічних та експлуатаційних характеристик.

В якості ЕІ були застосовані ЕІ з графіту, сталеві та твердосплавні. Вони мали приблизно таку ж ерозійну стійкість, як і при відомих способах РОД.

Шорсткість поверхні (рис.4), обробленої РОД непрофільованим електродом в цілому, не поступається досягнутій шорсткості при відомих способах РОД. Глибина, структура і твердість зони термічного впливу легко регулюється за рахунок зміни динамічного тиску потоку.

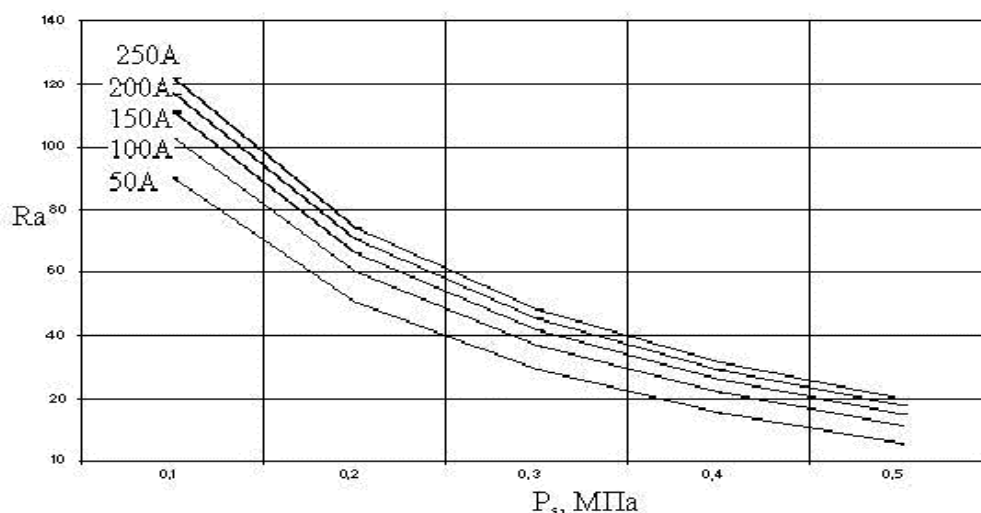


Рисунок 4 – Залежність шорсткості Ra від сили струму I та статичного тиску Ps

Оптимальна величина міжелектродних зазорів коливається в межах 0,1...0,2 мм. Точність обробки в цілому не поступається досягнутій при відомих способах РОД.

Порівняльна оброблюваність матеріалів в умовах процесу РОД непрофільованим електродом оцінюється аналогічно, як і при відомих способах РОД. Продуктивність обробки сталей при струмі обробки 250А досягає 2700 мм³/хв. при *Ra* 6,3 мкм. Глибина зони термічного впливу знаходиться в межах кількох сотих долей міліметра. Питомі витрати електроенергії в залежності від режимів обробки складають для сталей 3...10 кВт·год/кг (100...300 кДж/см³).

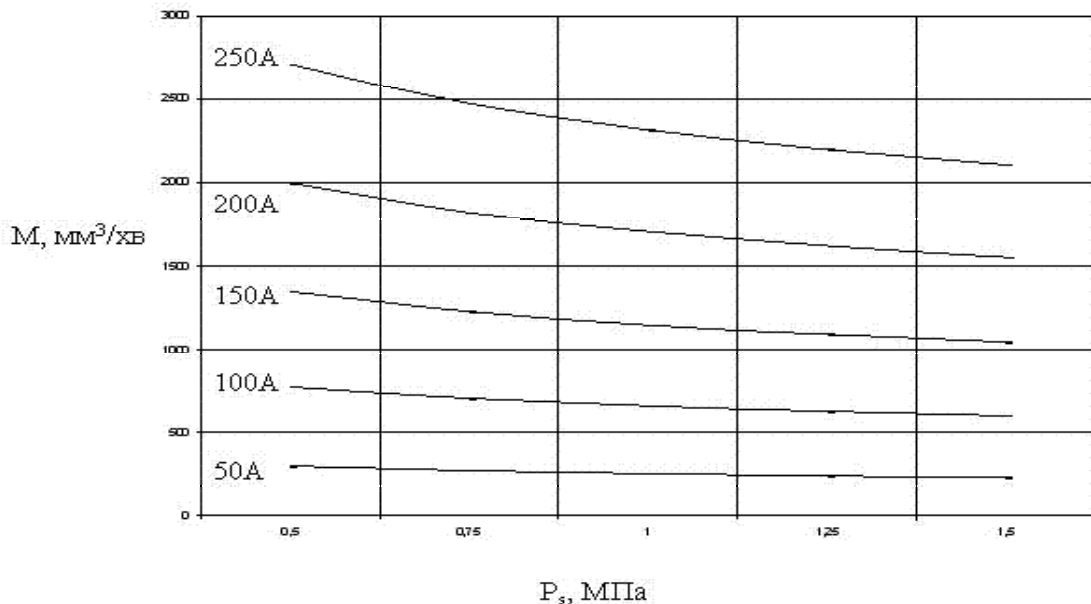


Рисунок 5 – Залежність продуктивності M від сили струму I та статичного тиску Ps

Отже, впровадження у виробництво процесу РОД непрофільованим електродом для важкооброблюваних матеріалів являє, в відомих межах, високоефективну альтернативу традиційним процесам металообробки і є більш економічним та ефективнішим процесом, але при практичній реалізації процесу виникають проблеми технологічного характеру, які можна реалізувати шляхом вирішення таких задач:

1. Визначення впливу фізико-технологічних характеристик процесу РОД непрофільованим електродом на його кількість та якісні показники.
2. Теоретичні і експериментальні дослідження та оптимізація гідродинамічних характеристик процесу.
3. Обґрунтування та оптимізація геометричних параметрів ЕІ. Розробка рекомендацій, методики проектування та розрахунок виконавчих розмірів ЕІ.
4. Розробка, дослідження і опис технологічних схем формоутворення РОД непрофільованим електродом важкооброблюваних матеріалів.
5. Дослідження та опис технологічних характеристик процесу РОД, зокрема продуктивності і точності обробки, якості обробленої поверхні, стійкості ЕІ.
6. Розробка технологічних процесів та пристроїв для РОД непрофільованим електродом фасонних поверхонь.

Показано, що процес РОД непрофільованим електродом важкооброблюваних струмопровідних матеріалів є високоефективною альтернативою механічній (силовій) обробці і може за певних умов на якісно вищому рівні з нею конкурувати. Тому

необхідною є подальша розробка і впровадження у виробництво технології, обладнання та пристроїв цього процесу.

Список літератури

1. Ящерицын П.И. и др. Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах: Учеб. Для вузов / П.И. Ящерицын, М.Л. Еременко, Е.Э. Фельдштейн. – Мн.: Выш. Шк., 1990. – 512с.:ил.
2. Потапов В. А. Опыт эксплуатации лазерных и плазменных установок для резки на заводах США // Сварщик. – 2000. – № 6. – С. 32-36.
3. Рябов И. В., Левченко Б.М., Донцов А.М., Климов А.В., Минаков В.Н. Станок с ЧПУ для электроэрозионной обработки короткой дугой. Научный и производственно-технический журнал “Электроэрозионная обработка материалов”:Изд-во “Штиинца” 1988. – 70с.
4. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.07 / Кіровоград. держ. техн. ун-т. - К., 1999. – 36 с.
5. Размерная электрическая обработка металлов: Учеб. пособие для студентов вузов / Б. А. Артамонов, А. Л. Вишницкий, Ю. С. Волков, А. В. Глазков; Под ред. А. В. Глазкова. – М.: Высш. школа, 1978. – 336 с
6. Носуленко В. І., Великий П. Н., Сиса О. Ф., Чумаченко О. С. Электроэрозионные головки РОД к металлорежущим станкам // Материалы 9 международной научно-практической конф. “Организация и технологии ремонта машин, механизмов и оборудования – 2001” . – Киев: – 2001. С. 77-78.

В результате теоретических и поисковых исследований параметров процессов механической обработки, плазменной обработки и обработки короткой дугой показано, что процесс РОД непрофилируемым электродом имеет более широкие технологические возможности, а также обеспечивает более высокую экономическую эффективность по сравнению с отмеченными процессами.

As a result of theoretical and basic researches of parameters of processes of machining, plasma processing and processing by a short arch it is shown, that process the ROD an electrode not having a structure has wider technological opportunities, and also provides higher economic efficiency in comparison with the marked processes.

В.Б. Струтинський, проф., д-р техн. наук

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"

А.В. Кропивна, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення оптичним методом низькочастотних коливань прутка на токарному багатопиндельному автоматі

В статті приведені результати розробки метода оптического измерения низкочастотных колебаний заготовки при обработке на токарном многошпиндельном автомате. Установлены закономерности перемещения центра заготовки, спектры амплитуд и начальных фаз колебаний.

токарный многошпиндельный автомат, прутки, низкочастотные колебания, сплайн-интерполяция

Віброакустичні характеристики токарного багатопиндельного пруткового автомата визначаються складним рухом прутка і його взаємодією з поверхнями деталей напрямних труб. Визначення кінематичних параметрів руху прутка являє собою складну задачу. Це обумовлено тим, що блок напрямних труб періодично повертається на кут 60^0 і складно здійснити виміри коливального руху прутка, який знаходиться в одній із напрямних труб.

Для експериментального визначення просторової вібрації заготовки токарного багатопиндельного автомата запропоновано застосовувати оптичні безконтактні методи вимірів, які полягають в реєстрації шляхом фотографування світлової плями, утвореної встановленим на заготовці рухомим джерелом світла. На поверхні прутка встановлювався спеціальний пристрій до складу якого входить джерело живлення та світловий випромінювач (фотодіод). За допомогою діафрагми світлова пляма мала діаметр 2 мм.

При обертанні прутка світлові плями описують криволінійні траєкторії, які фіксуються фотоапаратом з експозицією 5 с. При цьому фіксувалось близько 10 обертів фотодіода навколо осі заготовки. На плівці фотоапарата фіксуються траєкторії світлових плям у вигляді криволінійних кілець різної форми. Форма кільця залежить від поперечних коливань заготовки (рис.1).

Якщо поперечні коливання заготовки в перерізі де знаходиться фотодіод є незначними то форма світлового кільця близька до кола (нижня заготовка на рис.1). При наявності коливань перерізу заготовки форма світлового кільця відрізняється від кола. Якщо коливання заготовки є усталеними і їх параметри не змінюються за час експозиції то світлове кільце є суцільним (середня по висоті заготовка на рис.1). Ширина світлового кільця лише дещо змінюється по периметру. Відхилення форми світлового кільця від кола мають вигляд періодичних хвиль певного періоду і амплітуди.

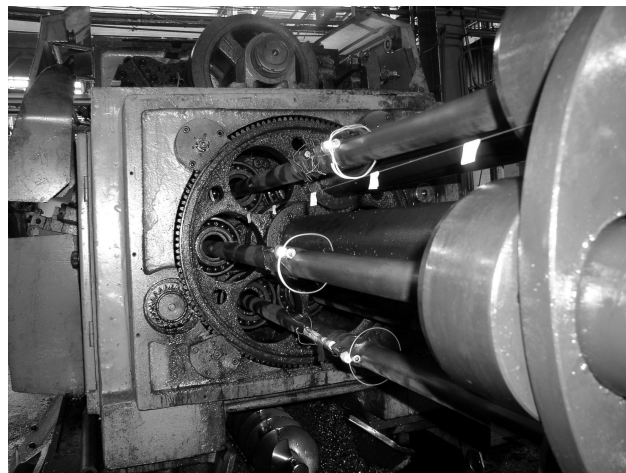


Рисунок 1 – Характерні форми світлових кілець зафіксовані фотоапаратом.

У випадку коли коливання заготовки є нестационарними світлове кільце може бути роздвоєним.

По фотографії світлового кільця визначаються рухи перерізу заготовки в поперечному напрямку. Світлова пляма яка фіксується на фотографії визначає положення кінця обертового радіуса вектора r_0 з центром обертання O_1 на осі перерізу заготовки.

Вплив коливань заготовки на форму і конфігурацію світлового п'ятна залежить від частоти коливань заготовки. Характерним часом для динамічної системи заготовки є період її обертання навколо осі. Під час експериментальних досліджень частота обертання шпинделя складала 125 об/хв. Це відповідає значенням характерного часу $T_0 \approx 0,5$ с.

Якщо період коливань заготовки набагато менший характерного часу то це проявляється у розширенні світлового кільця у точці де виникають дані високочастотні коливання.

Коли період коливань заготовки дещо менший характерного часу $T \approx \frac{T_0}{(2...3)}$ то

коливання заготовки, при їх невеликій амплітуді, проявляються у вигляді зміни форми світлового кільця в залежності від зміни полярного кута.

По збільшеній фотографії світлового кільця визначені його геометричні розміри. Для цього введена система полярних координат з деяким центром. В даній системі координат з інтервалом по полярному куту $7,5^\circ$ визначено положення масиву точок, що відповідають середній лінії світлового кільця та радіальній ширини кільця. Частина світлового кільця закрита заготовкою. Дану частину було уточнено по фотографіям, які зроблено додатковою фотокамерою, встановленою з протилежної сторони напрямних труб. Вибрана система координат і точки в яких здійснено виміри геометричних розмірів світлового кільця наведені на рис.2. Масив точкових значень середньої лінії та ширини кільця введено в ЕОМ у вигляді векторів і згладжено за допомогою кубічних сплайнів із одержанням неперервної залежності.

Одержана полярна діаграма визначає довгоперіодичні (низькочастотні) коливання заготовки. Згладжена кубічними сплайнами середня лінія світлового кільця являє собою траєкторію світлової плями, яка обертається разом із заготовкою (рис.3). Зменшивши полярний радіус діаграми на величину радіуса обертання знайдемо

траєкторію руху центра заготовки $r(\varphi) = rk(\varphi) - r_0$, яка відповідає довгоперіодичним коливанням заготовки (рис.4).

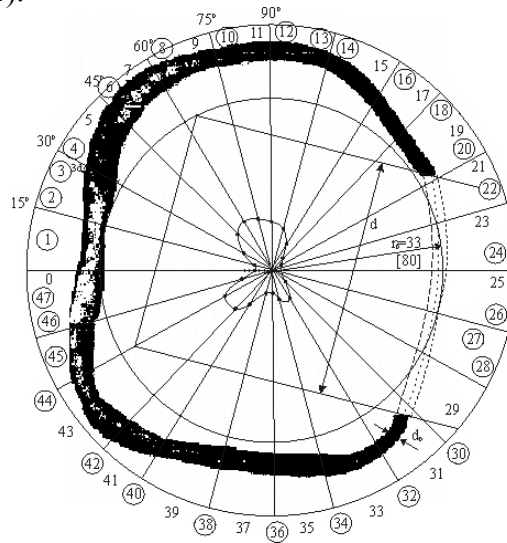


Рисунок 2 – Система координат в якій визначені геометричні розміри світлового кільця та точки в яких здійснені виміри

Із аналізу траєкторії центра заготовки випливає, що загальні зміщення заготовки в горизонтальному напрямку сягають 10 мм, а у вертикальному напрямку 15 мм. Використовуючи полярну діаграму знайдено переміщення центра заготовки у горизонтальному $\delta x(\varphi)$ і вертикальному $\delta y(\varphi)$ напрямках.

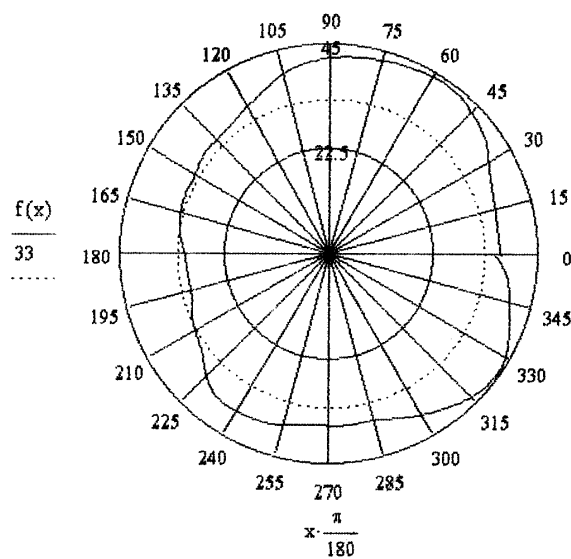


Рисунок 3 – Згладження точкових значень середньої лінії світлового кільця за допомогою кубічних сплайнів

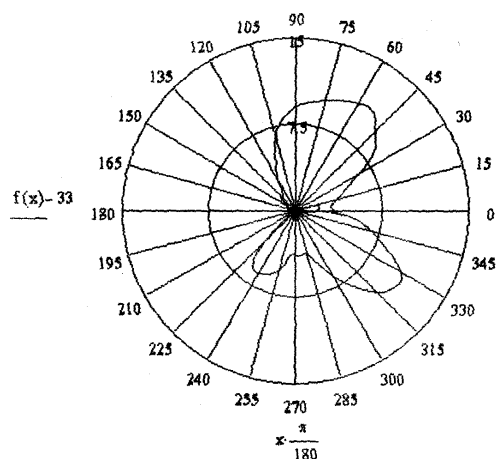
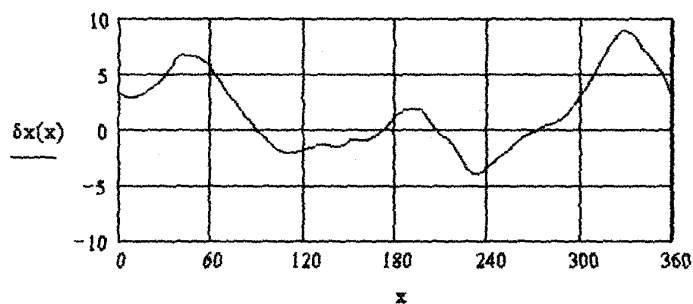
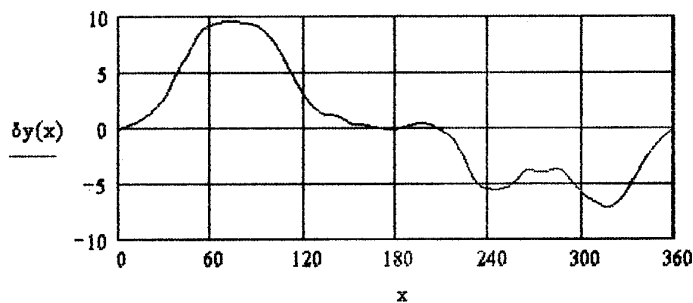


Рисунок 4 – Траєкторія руху центра перерізу заготовки визначена в полярній системі координат по формі середньої лінії кільця



а)



б)

Рисунок 5 –Переміщення центра заготовки у горизонтальному (а) та вертикальному (б) напрямках

Переміщення центра заготовки у горизонтальному та вертикальному напрямках мають складний коливальний характер (рис.5) і відповідають лише довгоперіодичним складовим коливань заготовки. Із аналізу графіків випливає, що довгоперіодичні складові переміщення являють собою гладкі процеси близькі до полігармонічних.

Для розгляду складових процесу здійснено спектральний аналіз діаграми, яка описує переміщення центра світлової плями.

Для визначення коефіцієнтів в ряду Фур'є застосована наступна схема. Сформовано масив точкових значень центральної лінії світлового кільця послідовно для трьох повних обертів полярного кута. Одержаний масив згладжено кубічними сплайнами. Центральний період процесу використано для знаходження коефіцієнтів в ряду Фур'є [1].

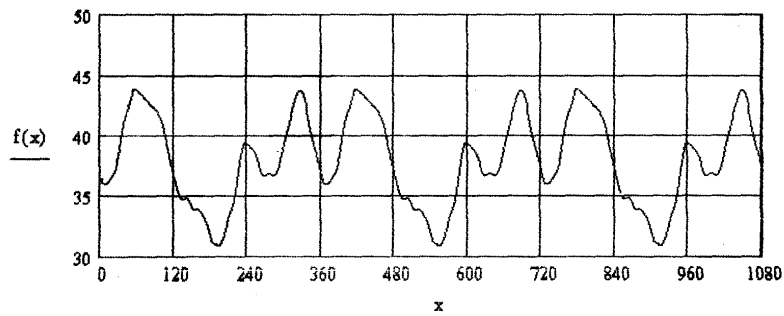


Рисунок 6 – Сплайн апроксимація діаграми центральної лінії світлового кільця для трьох періодів по полярному куту

Одержані спектри коефіцієнтів ряду Фур'є засвідчують наявність як парної так і не парної складових коливань.

Із аналізу коефіцієнтів випливає, що на полярній діаграмі присутні лише кілька перших суттєвих гармонік. Для уточнення кількості даних гармонік та визначення їх вкладу в формування процесу використані спектри амплітуд і початкових фаз розкладу (рис.7).

Із аналізу спектра амплітуд випливає, що в даному випадку суттєвими є гармоніки номера яких не перевищують 10. Головною є гармоніка із номером 1, яка не є характерною при аналізі коливань заготовки. Відповідним вибором початку координат полярної діаграми амплітуда даної гармоніки може бути компенсована. На спектрі амплітуд суттєвими є гармоніки з номерами 2,4,3,5. Це відображає закономірності овальності діаграми (гармоніка з номером 2), огранку контуру по чотирьом граням (гармоніка з номером 4), а також по 3-м і 5-ти граням.

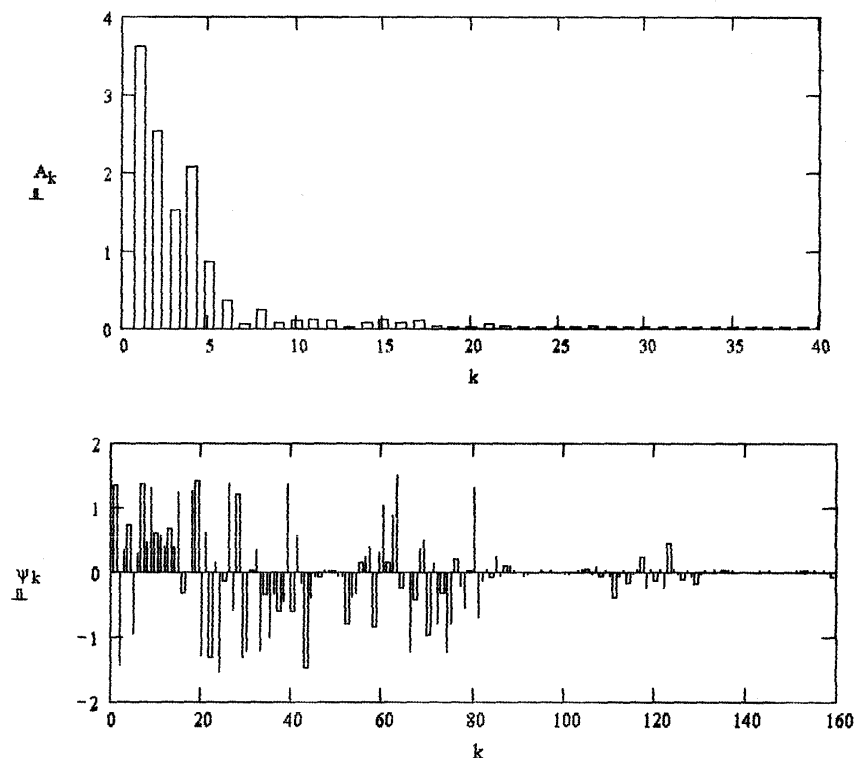


Рисунок 7 – Спектри амплітуд A_k і початкових фаз φ_k , які відповідають розкладу в ряд Фур'є полярної діаграми середньої лінії світлового кільця

Наявність суттєвих парних гармонік з невисокими номерами (№2 і №4) свідчить про наявність двох перпендикулярних напрямків коливань. Ці напрямки відповідають напрямку дії гравітаційних сил. Спектр початкових фаз суттєвих гармонік не є характерним. Фазовий поворот суттєвих гармонік сягає $\pi/2$ (90°).

Для оцінки вкладу окремих гармонік у формування процесу розглянуто спектр його потужності (рис.8).

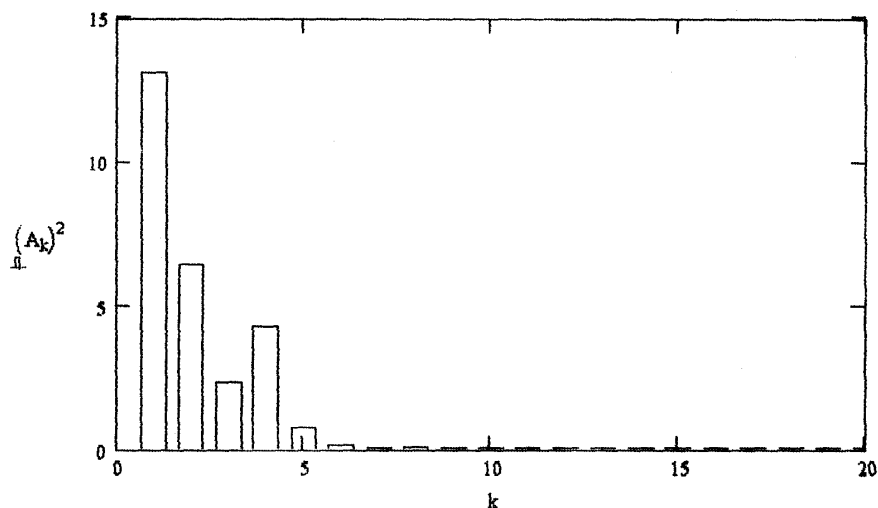
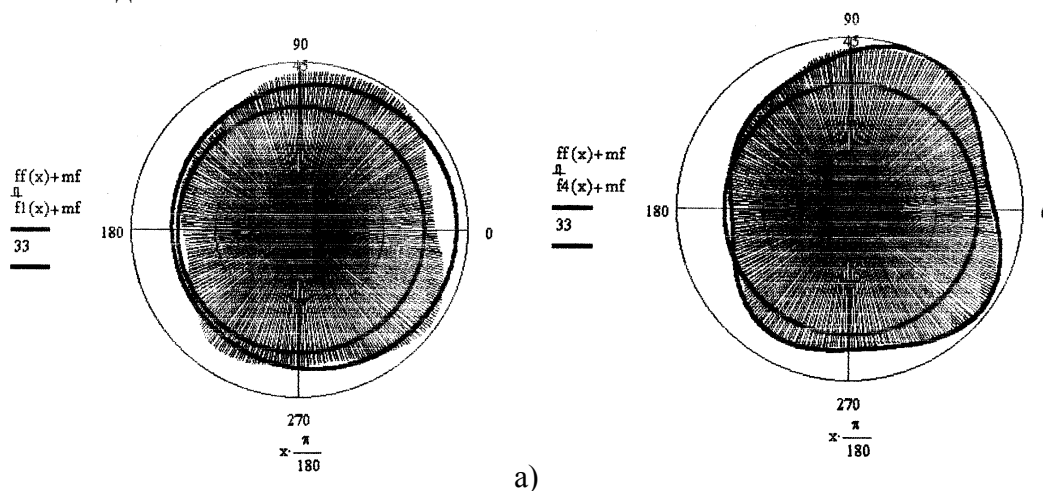


Рисунок 8 – Спектр потужності процесу, який описує полярну діаграму середньої лінії світлового кільця

В спектрі потужності суттєві гармоніки з номерами 1...5 дають основний вклад. Вкладу гармонік з номерами 2, 4, 3, 5 співвідноситься як числа 6, 4, 2, 1, що наближено відповідає квадратам амплітуд 2-ї, 4-ї та 3-ї і 5-ї гармонік. Вклад 5-ї гармоніки у формування потужності процесу складає близько 8% і ним можна знехтувати.

Спектральний аналіз дає можливість спростити опис полярної діаграми шляхом ігнорування несуттєвих складових ряду Фур'є. Перша гармоніка розкладу залежить від вибору системи координат. Друга гармоніка характеризує овальність полярної діаграми та напрямки її видовження і стискання.



б)

Рисунок 9 – Врахування однієї (а) і чотирьох (б) гармонік розкладу полярної діаграми, яка описує середню лінію світлового кільця

Властивість овальності не є специфічною властивістю для світлового кільця. Друга гармоніка лише кількісно описує полярну діаграму, але якісно вона недостатньо вичерпно описує процес. Із аналізу графіків випливає, що чотири гармоніки розкладу достатньо точно описують полярну діаграму. Це означає, що форма середньої лінії світлового кільця відображає довгоперіодичні (низькочастотні) коливання заготовки з періодами $T_1 = T_0$, $T_2 = T_0/2$, $T_3 = T_0/3$, $T_4 = T_0/4$.

Враховуючи, що значення одного оберту заготовки $T_0 \cong 0,5$ с визначимо періоди коливань заготовки $T_1 \cong 0,5$ с; $T_2 \cong 0,25$ с; $T_3 \cong 0,33$ с; $T_4 \cong 0,125$ с. Відповідні частоти коливань заготовки складуть ($f_i = \frac{1}{T_i}$, Гц): $f_1 = 2$ Гц, $f_2 = 4$ Гц, $f_3 = 6$ Гц, $f_4 = 8$ Гц.

З вищенаведеного можна зробити наступні висновки:

1. Оптичні безконтактні методи визначення вібраційного поля заготовки визначаються високою надійністю і достовірністю вимірів.
2. Низькочастотні складові коливань допускають розклад в ряд Фурє, причому суттєвими є лише 4 перших гармонік розкладу з частотами 2, 4, 6, 8 Гц.

Список літератури

1. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху.-К.:Вища школа, 2004.-525 с.

У статті приведені результати розробки методу оптичного вимірювання низькочастотних коливань заготовки при обробці на токарному багатшпиндельному автоматі. Встановлені закономірності переміщення центру заготовки, спектри амплітуд і початкових фаз коливань.

In the article the results of development of method of the optical measuring of nyzkochastotnykh vibrations of purveyance are resulted at treatment on a lathe mnogoshpyndel'nom automat. Conformities to the law of moving of center of purveyance, spectrums of amplitudes and initial phases of vibrations, are set.

Розмірна обробка електричною дугою ступінчастих пуансонів

В статті описано нову технологічну схему формоутворення РОД ступінчастих пуансонів
технологічна схема, ступінчатий пуансон, розділовий штамп, комбіноване сопло

В розділових штампах одним з найпоширеніших способів кріплення пуансона в пуансонотримачі є кріплення пуансона за допомогою буртика. В складнопрофільних пуансонах для зниження собівартості пуансона і підвищення його жорсткості застосовують перехід від робочого, профільованого контуру до більш простого контуру: кола або прямокутника. Зазначимо також, що в сучасному виробництві все частіше в розділових штампах застосовуються пуансони з важкооброблювальних матеріалів. Зазвичай такі пуансони виготовляють обробкою різанням. В цьому зв'язку помітний практичний інтерес являє виготовлення таких деталей способом РОД, який, як відомо [1], порівняно з традиційними способами металообробки забезпечує значно більш високу продуктивність.

Відомим є спосіб отримання ступінчастих стержнів РОД [1], що дозволяє отримувати ступінчасті стержні зі співвідношенням периметра вихідної заготовки до периметра отриманого стержня $P_3/P_4 < 2$. Проте такий процес має недоліки. При виготовленні ступінчастих пуансонів, зі значною величиною буртика в умовах зазначеного процесу, є те, що при прокачуванні робочої рідини від центру до периферії пуансона спостерігається значне погіршення якості торцевої поверхні, і цим не забезпечуються відповідні вимоги до якості торцевої поверхні пуансона. Це пов'язано з різким зниженням швидкості потоку в напрямку вилучення робочої рідини з торцевого міжелектродного зазору (МЕЗ) з утворенням на периферійній частині так званих видовжених (мало стиснутих) дуг, які за своїми параметрами не можуть вести розмірну обробку. При цьому швидкість потоку в торцевому МЕЗ знижується з двох причин:

- через геометрію торцевого МЕЗ (лінії течії в торцевому МЕЗ при використанні прямого способу прокачування розходяться (рисунок 1а));
- внаслідок збільшення торцевого МЕЗ в напрямку евакуації продуктів ерозії з нього, що пов'язано з вторинним диспергуванням продуктів ерозії (рисунок 1б).

Виходячи з закону постійності об'єму витрата рідини на вході і на виході з МЕЗ однакова:

$$Q = F \cdot v, \quad (1)$$

де F – площа МЕЗ, m^2 ; v – швидкість потоку рідини, m/s .

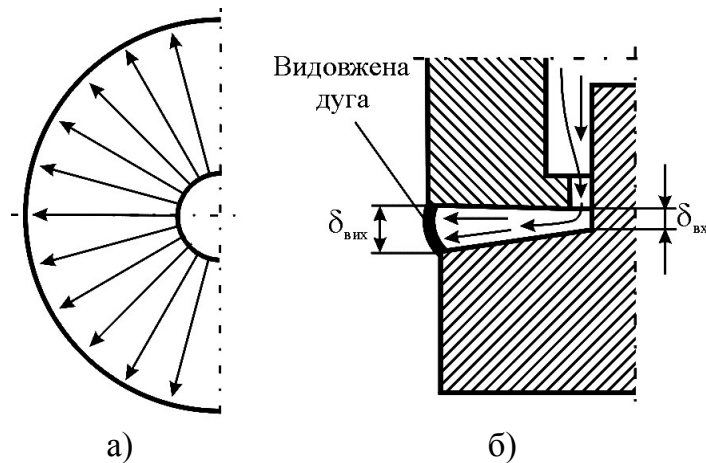


Рисунок 1 – Лінії течії, що розходяться, в торцевому МЕЗ (а), та збільшення торцевого МЕЗ в напрямку евакуації продуктів ерозії (б)

Як видно з рисунку 1 площа МЕЗ на вході потоку рідини F_0 значно менша площі МЕЗ на виході потоку рідини F_1 . З виразу (1) видно, що швидкість потоку рідини на вході в МЕЗ $v_{\text{вх}} = \frac{Q}{F_0}$ значно більша швидкості потоку рідини на виході з МЕЗ

$$v_{\text{вих}} = \frac{Q}{F_1}.$$

Для покращення якості торцевої поверхні пуансона запропоновано і реалізовано спосіб розмірної обробки ступінчастих стержнів [2], який усуває зазначені недоліки і дозволяє суттєво зменшити нерівномірність шорсткості, покращити якість торцевої поверхні та кромки, і відрізняється тим, що перпендикулярно до торцевого МЕЗ, через розташований напроти електрод-заготовки (ЕЗ) конфузор утворений кутом $\alpha=6...7^\circ$, та радіусом $r_1=3...5$ мм на вході в конфузор подається додатковий потік. Надалі робочу рідину, відводять через дифузор розташований напроти електрод-інструменту (ЕІ), і утворений кутом $\beta=2,5...3,5^\circ$, і радіусом $r_2=10...15$ мм, що розміщений напроти МЕЗ на відстані x (рис. 2).

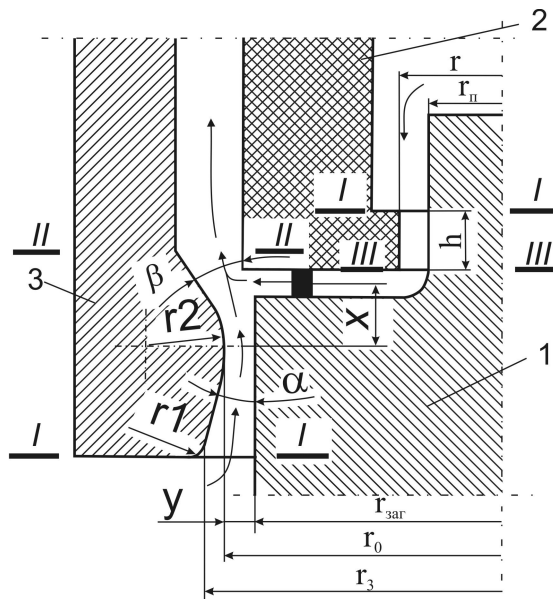


Рисунок 2 – Технологічна схема формоутворення ступінчастого стержня

Для забезпечення оптимальних умов реалізації зазначеного процесу необхідно забезпечити достатню швидкість додаткового потоку навпроти торцевого МЕЗ. Зміна швидкості додаткового потоку досягається шляхом зміщення комбінованого сопла 3 відносно торцевого МЕЗ на відстань x . Радіус r_2 розташований на відстані $y=(1...2)\delta$ від заготовки 1. Важливим стає визначення оптимальної відстані x , яка б забезпечувала оптимальні умови протікання процесу РОД.

Якщо радіус r_2 розташований на відстані $x = 0$ швидкість додаткового потоку виявляється недостатньою, на кромці торцевої поверхні виникають видовжені дуги, що призводять до дестабілізації процесу РОД і оплавлення робочої кромки пуансона.

Зміщення комбінованого сопла відносно торцевого МЕЗ призводить до поступового збільшення швидкості додаткового потоку робочої рідини. При досягненні оптимального значення x відбувається затягування, додатковим потоком робочої рідини, основного потоку з МЕЗ, що призводить до збільшення швидкості потоку на виході з МЕЗ, а отже, покращення гідродинамічних умов процесу РОД на кромці ЕІ. За таких умов видовжені дуги на кромці ЕІ не утворюються і, як наслідок, не відбувається оплавлення робочої кромки пуансона.

Якщо продовжувати зміщення комбінованого сопла відносно торцевого МЕЗ відбувається поступове зниження швидкості додаткового потоку робочої рідини, що є наслідком значного збільшення щільності між комбінованим соплом і ЕІ. За таких умов відбувається зниження швидкості основного потоку, що призводить до появи на кромці ЕІ видовжених дуг, які призводять до дестабілізації процесу РОД і оплавлення робочої кромки пуансона, що є недопустимо.

Зниження нерівномірності шорсткості на бічній та торцевій поверхнях пуансону буде спостерігатися, якщо швидкість додаткового потоку навпроти торцевого МЕЗ v_{II-II} буде наближатися до швидкості потоку на виході з бічного МЕЗ $v_{III-III}$:

$$v_{II-II} \approx v_{III-III} \quad (2)$$

Для визначення швидкості додаткового потоку для перерізів I-I і II-II запишемо рівняння Бернуллі [3] (рисунк 2)

$$P_{s \text{ I-I}} = \frac{\rho v_{II-II}^2}{2} + \sum_{i=1}^n \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{\rho v_i^2}{2} + \sum_{k=1}^m \xi_k \frac{\rho v_k^2}{2}, \quad (3)$$

де v_{II-II} – швидкість потоку на виході з зазору, м/с; λ – коефіцієнт опору на довжині відповідної траси; l_i – довжина відповідної траси, м; $d_i = D_o - d = 2\delta$ – гідравлічний діаметр кільцевого зазору, м; δ – односторонній між електродний зазор, м; v_i та v_k – швидкість потоку на відповідних ділянках траси, м/с; ξ_k – коефіцієнт місцевого опору (вхід в зазор, поворот, вихід, і т. ін.).

Із виразу (3) теоретичну швидкість витікання рідини із щілини (переріз II-II) визначають за формулою

$$v_{II-II} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_{s \text{ I-I}} - \sum_{i=1}^n \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{\rho v_i^2}{2} - \sum_{k=1}^m \xi_k \frac{\rho v_k^2}{2} \right)}. \quad (4)$$

Коефіцієнт опору конфузора [4]

$$\xi_{\text{конф}} = \xi' \left(1 - \frac{F_0^{\text{конф}}}{F_1^{\text{конф}}} \right) + \xi_{\text{тер}}, \quad (5)$$

де ξ' – коефіцієнт опору удару при миттєвому звууженню;

$F_0^{\text{конф}}$ – площа найбільш вузького перерізу ділянки, м²;

$F_1^{\text{конф}}$ – площа перерізу каналу перед вузьким перерізом ділянки, м²;

$$\xi_{тер} - \text{коефіцієнт тертя, } \xi_{тер} = \frac{\lambda}{8 \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \left(1 - \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\right).$$

Тоді

$$\xi_{конф} = \xi' \left(1 - \frac{F_0^{конф}}{F_1^{конф}}\right) + \frac{\lambda}{8 \sin \alpha} \left(1 - \left(\frac{F_0^{конф}}{F_1^{конф}}\right)^2\right) \quad (6)$$

Коефіцієнт опору дифузора

$$\xi_{диф} = \xi_{розш} + \xi_{тер}, \quad (7)$$

де $\xi_{розш}$ – коефіцієнт місцевого опору розширення.

Коефіцієнт місцевого опору розширення виражається через коефіцієнт повноти удару наступним чином:

$$\xi_{розш} = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma \omega_0^2}{2g}} = \varphi_{розш} \left(1 - \frac{F_0^{диф}}{F_1^{диф}}\right)^2 = k_2 \operatorname{tg} \beta \sqrt{\operatorname{tg} \beta} \left(1 - \frac{F_0^{диф}}{F_1^{диф}}\right)^2, \quad (8)$$

де ΔH – втрати тиску (опір) ділянки, кг/м^2 ; ω_0 – середня швидкість потоку в вузькому перерізі дифузора, м/с ; $\varphi_{розш}$ – коефіцієнт повноти удару; $F_0^{диф}$ – площа вузького перерізу дифузора, м^2 ; $F_1^{диф}$ – площа широкого перерізу дифузора, м^2 ; k_2 – для конічних і плоских дифузорові приймають $k_2 \approx 3,2$.

Тоді

$$\xi_{диф} = k_2 \operatorname{tg} \beta \sqrt{\operatorname{tg} \beta} \left(1 - \frac{F_0^{диф}}{F_1^{диф}}\right)^2 + \frac{\lambda_1}{8 \sin \beta} \left(1 - \left(\frac{F_0^{диф}}{F_1^{диф}}\right)^2\right). \quad (9)$$

Втрати тиску при вході в конфузور

$$\xi_{вх} = \frac{\Delta H_{вх}}{\frac{\gamma \omega_{0вх}^2}{2g}}. \quad (10)$$

Загальні втрати тиску робочої рідини в комбінованому соплі

$$\xi_{кс} = \xi_{диф} + \xi_{конф} + \xi_{вх} = \left(k_2 \operatorname{tg} \beta \sqrt{\operatorname{tg} \beta} \left(1 - \frac{F_0^{диф}}{F_1^{диф}}\right)^2 + \frac{\lambda_1}{8 \sin \beta} \left(1 - \left(\frac{F_0^{диф}}{F_1^{диф}}\right)^2\right) \right) + \left(\xi' \left(1 - \frac{F_0^{конф}}{F_1^{конф}}\right) + \frac{\lambda}{8 \sin \alpha} \left(1 - \left(\frac{F_0^{конф}}{F_1^{конф}}\right)^2\right) \right) + \left(\frac{\Delta H_{вх}}{\frac{\gamma \omega_{0вх}^2}{2g}} \right). \quad (11)$$

Динамічний тиск робочої рідини на виході з комбінованого сопла

$$P_d = \frac{\rho v^2}{2} = \frac{P_s}{1 + \xi_{кс}}. \quad (12)$$

Швидкість робочої рідини на виході з комбінованого сопла

$$v_{II-II} = \sqrt{\frac{2P_{sI-I}}{\rho(1 + \xi_{кс})}}. \quad (13)$$

З рівняння (3) швидкості потоку на виході з бічного МЕЗ $v_{III-III}$:

$$v_{III-III} = \sqrt{\frac{2P_{sl-I}}{\rho(1+\xi)}}. \quad (14)$$

Підставимо в рівняння (2) значення v_{II-II} та $v_{III-III}$ отримаємо:

$$\xi_{kc} = \xi. \quad (15)$$

Враховуючи рівняння (11):

$$\xi_{diff} = \xi - \xi_{conf} - \xi_{ex}. \quad (16)$$

Прийmemo, що: $G = k_2 \sqrt[4]{tg^5(\beta)}$, $T = \frac{\lambda}{\sin \beta}$, $J = 2r_0 tg \beta$, $B = tg^2 \beta$

де r_0 – радіус комбінованого сопла, м.

Звідки необхідна відстань зміщення комбінованого сопла відносно торцевого МЕЗ:

$$x = \frac{-2J + \sqrt{4J^2 - 4B \left(\frac{-GF_0 + \sqrt{(GF_0)^2 + 4 \left(\xi - \xi_{conf} - \xi_{ex} - G - \frac{T}{8} \right) \left(GF_0^2 - \frac{TF_0^2}{8} \right)}}{2 \left(\xi - \xi_{conf} - \xi_{ex} - G - \frac{T}{8} \right)} + \frac{F_0}{\pi} \right)}}{2B}. \quad (17)$$

Для визначення експериментального значення відстані x виготовлено комбіноване сопло з розмірами $r_0=24,25$ мм, $r_1=4$ мм, $r_3=25,875$ мм. Радіус заготовки $r_{заг}=24,25$ мм, радіус пуансона $r_{п}=17,5$, радіус отвору ЕІ $r=17,6$ мм, висота пояса ЕІ $h=1,5$ мм. Статичний тиск робочої рідини на вході в МЕЗ $P_s=1,2$ МПа.

В результаті експериментальних досліджень отримано відстань $x=12$ мм.

Для перевірки виразу (17) в нього підставлено вище зазначені параметри і отримано відстань $x \approx 11,846$ мм.

Описано технологічну схему формоутворення ступінчастих пуансонів, виведено формулу для розрахунку загальних втрат тиску в комбінованому соплі, а також формулу для розрахунку необхідної відстані зміщення комбінованого сопла x відносно торцевого МЕЗ.

Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07. / Кіровоградський держ. техн. ун-т. – К., 1998. – 32 с.
2. Пат. 69535 А Україна, МПК 7 B23H1/00, B23H1/02. Спосіб розмірної обробки ступінчастих стержнів електричною дугою. / В. І. Носуленко, О. С. Чумаченко, П. М. Великий, В. М. Шмельов (Україна). - №2003076057; Заявл. 1.07.2003; Опубл. 15.09. 2004, Бюл. №9.
3. Чумаченко О. С. Розмірна обробка електричною дугою листових деталей: Автореф. дис. к-та техн. наук: 05.03.07. / Київський політехнічний інститут– К., 2002. – 18 с.
4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.- М.: Машиностроение, 1975. - 559с.

В статье описано технологическую схему формообразования ступенчатых пуансонов методом размерной обработки электрической дугой.

In article it is described the technological circuit of formation of step punches by a method of dimensional processing by an electric arch.

М.В. Красота, доц., канд. техн. наук,
І.В. Шепеленко, В.О. Дубовик, кандидати техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Визначення геометричних параметрів профільного електроду для контактного наварювання порошків

В статті наведено теоретичні дослідження, пов'язані з визначенням геометричних параметрів робочої частини електродів, що забезпечують рівномірне ущільнення порошкового матеріалу при контактному наварюванні порошків.

контактне наварювання, порошковий матеріал, електрод

При нанесенні покриття контактним наварюванням порошків використовуються контактні зварювальні машини: шовні - у випадку наварювання на плоскі та циліндричні поверхні із значною площею поверхні, точкові – при наварюванні порошку на поверхні малої площі.

Найбільш відповідальною частиною контактних машин, що безпосередньо приймає участь у процесі наварювання є електрод [2, 4, 5]. При наварюванні на шовних машинах використовуються електроди-ролики, на точкових - стержневі електроди.

Електрод є інструментом, що здійснює безпосередній контакт машини з металевим порошком і деталлю при контактному наварюванні порошкових покриттів, і визначає умови формування металопокриття.

Електроди в процесі наварювання виконують наступні функції: притискають порошок до поверхні деталі, підводять струм, відводять тепло, переміщують деталі (при наварюванні порошку роликом). Форма і розміри робочої поверхні, що контактує при електроконтактному наварюванні, і вся конструкція електродів в цілому мають значний вплив на якість покриття і продуктивність процесу.

Метою даної роботи є визначення залежностей для розрахунку геометричних параметрів профільних електродів для контактного наварювання порошків, які б забезпечували рівномірне ущільнення порошку.

Як було з'ясовано в роботі [7], при контактному наварюванні тиск (напруження) по ширині формуючого елемента (електроду) розподілений нерівномірно.

Ширина смуги порошкової формовки з недостатнім ущільненням була визначена в роботі [1]

$$\Delta b = \left[\frac{1}{2} h_{\text{л}} + D(1 - \cos \alpha_p) \right] \operatorname{tg} \beta_{\text{ск}}, \quad (1)$$

де D – діаметр електроду-ролика;

$\beta_{\text{ск}}$ - кут нахилу ліній ковзання порошку.

$h_{\text{л}}$ – товщина сформованого шару;

З приведенного рівняння видно, що зменшити ширину смуги з пониженою щільністю можливо збільшуючи кут захвату α_p . Кут захвату, як відомо, залежить від діаметру електроду [1, 3].

В роботі [8] встановлено, що найбільш доцільним способом зрівноваження тиску, а отже і щільності є зміна схеми ущільнення порошку шляхом зміни геометрії контактної поверхні електроду. Поступово збільшуючи діаметр електроду від центральної зони до периферії, можливо тим самим збільшити кут захвату і підвищити

інтенсивність ущільнення на периферійних ділянках. Конфігурація лінії контакту такого електроду повинна перешкоджати руху частинок порошкового матеріалу в напрямку, перпендикулярному руху електроду. Було запропоновано профіль електроду. Схематично, електрод з профільною контактною поверхнею та процес нанесення покриття з його використанням має вигляд рис. 1.

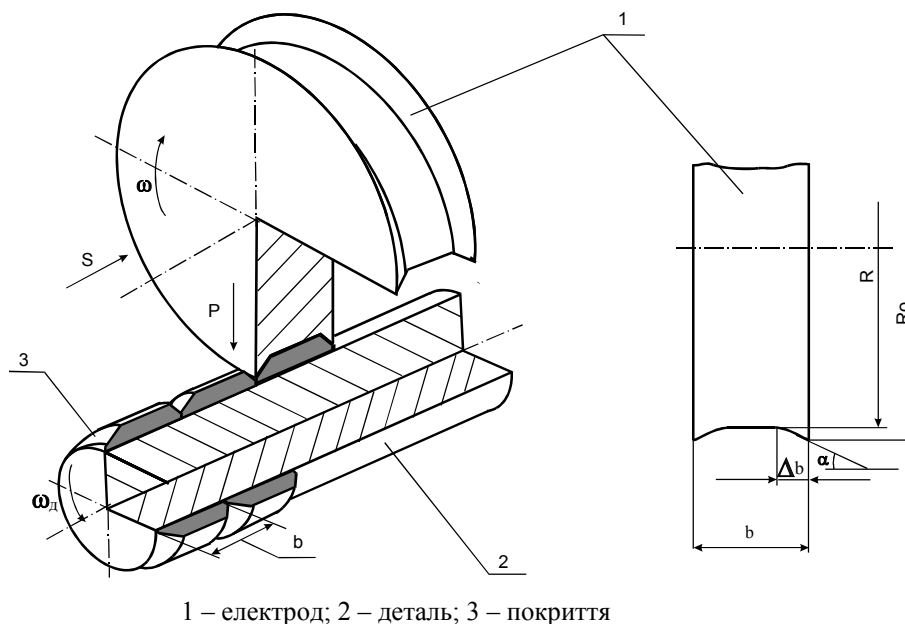


Рисунок 1 - Схема наварювання покриття електродом з профільною робочою частиною

Отже, при розрахунку геометричних параметрів формуючого елементу необхідно визначити таке значення кута α (кут нахилу твірної профільної частини електроду), яке б забезпечувало гальмування елементу порошкового матеріалу, що взаємодіє з контактною поверхнею ролика в процесі наварювання. Схема зусиль, що діє на цей елемент зображена на рис. 2.

На рис. 2 $f\sigma_r F_\alpha \cos \alpha$ - сила тертя елементу, що перешкоджає його руху вздовж осі ролика (f – коефіцієнт тертя порошку, σ , τ - нормальні та дотичні напруження, δ - ширина елементарної площинки).

Сума проекцій всіх сил на вісь z може бути записана в наступному вигляді

$$\sum(z) = -\sigma_z F_\alpha \sin \alpha + f\sigma_r F_\alpha \cos \alpha + \sigma_\alpha F_\alpha \sin \alpha - \tau_\alpha F_\alpha \cos \alpha = 0. \quad (2)$$

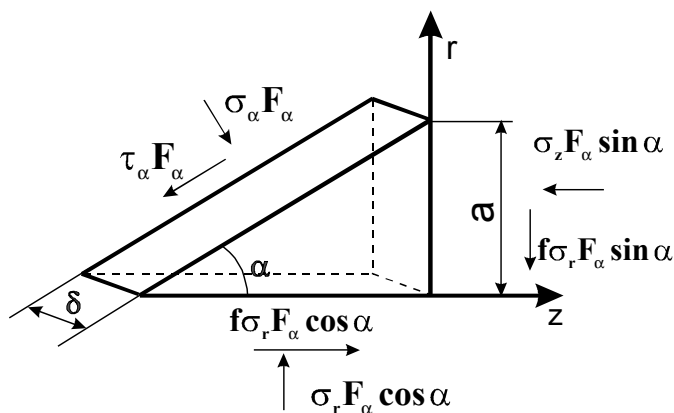


Рисунок 2 - Схема зусиль, що діє на елементарну площинку на периферійній ділянці.

Відповідно, сума проекцій всіх сил на вісь r може бути записана в наступному вигляді

$$\sum(r) = \sigma_r F_\alpha \cos \alpha - f \sigma_r F_\alpha \sin \alpha - \sigma_\alpha F_\alpha \cos \alpha - \tau_\alpha F_\alpha \sin \alpha = 0. \quad (3)$$

Після спрощення вирази можуть бути представлені в наступному вигляді:

$$\sigma_z \sin \alpha - f \sigma_r \cos \alpha = \sigma_\alpha \sin \alpha - \tau_\alpha \cos \alpha = 0;$$

$$\sigma_r \cos \alpha - f \sigma_r \sin \alpha = \sigma_\alpha \sin \alpha - \tau_\alpha \sin \alpha = 0. \quad (4)$$

Очевидно, що для подальших розрахунків необхідно використовувати наступні співвідношення $\sigma_z = \xi \sigma_r$, $\tau_\alpha = f \sigma_\alpha$, де ξ – коефіцієнт бокового тиску порошку.

З урахуванням співвідношень рівняння рівноваги можуть бути представлені в наступному вигляді

$$\sigma_r (\xi \sin \alpha - f \cos \alpha) = \sigma_\alpha (\sin \alpha - f \cos \alpha). \quad (5)$$

Розділивши ліві та праві частини виразів отримаємо

$$\frac{\xi \tan \alpha - f}{1 - f \tan \alpha} = \frac{\tan \alpha - f}{1 + f \tan \alpha}. \quad (6)$$

Вирішивши вираз відносно \tan , знаходимо

$$\tan \alpha = \frac{1 - \xi + 2f^2}{(1 - \xi)f}. \quad (7)$$

Вираз (7) дозволяє визначити величину кута α , в залежності від матеріалу порошку

$$\alpha = \arctg \frac{1 - \xi + 2f^2}{(1 - \xi)f}. \quad (8)$$

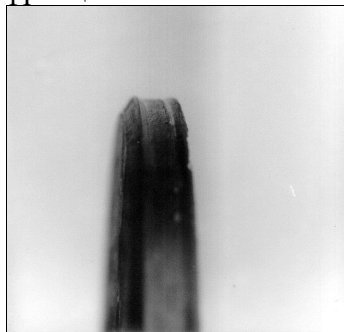
Проаналізувавши вираз (8), можливо відмітити, що із зменшенням коефіцієнту тертя та збільшенням коефіцієнту бокового тиску, величина кута α зростає.

Отже, при проектуванні та виготовленні електроду для контактного наварювання слід враховувати матеріал порошку, шорсткість поверхні, розмір та форму частинок тощо.

Ширина електроду, на якій він повинен мати профіль може бути розрахована за формулою (1) і дорівнюватиме ширині смуги покриття з нерівномірними властивостями.

Аналогічно виконується розрахунок для стержневих електродів точкових контактних зварювальних машин.

За розрахунками були виготовлені електроди (рис. 3) для випадку наварювання покриття на циліндричні поверхні з використання порошку на основі заліза з боридною оболонкою фракції 60...100 мкм.



а)



б)

а) роликового (ширина перерізу $b=8$ мм, ширина профілю $\Delta b=1,8$ мм, кут нахилу профільної поверхні $\alpha=18^\circ$); б) точковий ($b=16$ мм; $\Delta b=5,3$ мм; $\alpha=14,5^\circ$).

Рисунок 2 - Контактні частини електродів

За результатами проведених досліджень можливо зробити наступні висновки. Геометричні параметри робочої частини профільного електроду для контактного наварювання порошку залежать від властивостей матеріалу, що наварюється. Зокрема, кут нахилу профільної частини електроду залежить від коефіцієнту тертя, що визначається формою та матеріалом частинок, а також коефіцієнтом бокового тиску, який залежить від гранулометричного складу порошку. Ширина зони з нерівномірним ущільненням визначається кутом захвату та діаметром електрода-ролика.

Список літератури

1. Степаненко А.В. Непрерывное формирование металлических порошков и гранул. – Минск: Наука и техника, 1980. – 256 с.
2. Кочергин К.А. Контактная сварка. – Л: Машиностроение, 1987. – 240 с.
3. Ярошевич В.К., Генкин Я.С. и др. Электроконтактное упрочнение. – Минск: Наука и техника, 1982. - 256 с.
4. Кутковский С.И. Электроды контактных электросварочных машин. – М.-Л.:Машиностроение., 1974. - 110 с.
5. Слиозберг С.К. Электроды для контактной сварки. – Л.: Машиностроение, 1972. – 96 с.
6. Дорожкин Н.Н. Упрочнение и восстановление деталей машин металлическими порошками. – Минск: наука и техника, 1975,- 152 с.
7. М.В.Красота, І.М. Соколенко, І.В. Шепеленко. Теоретико-експериментальні дослідження параметрів електроконтактного наварювання порошків//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. КДТУ.– 2004. Вип. 34, 1, с. 225.
8. Л.А. Лопата. М.В. Красота. Расчет температурных полей при нанесении покрытий способом электроконтактного припекания на наружные цилиндрические поверхности деталей// Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць ХДПУ. – Харків , 2000 – Вип. 1 – С. 172-176.

В статье приведены теоретические исследования, связанные с определением геометрических параметров рабочей части электродов, которая обеспечивает равномерное уплотнение порошкового материала при контактной наварке порошков.

In the article the theoretical researches, related to determination of geometrical parameters of working part of electrodes, that provide the even compression of powder-like material at the contact welding of powders on, are resulted.

М.О. Ковришкін, канд. техн. наук,
Кіровоградський національний технічний університет,
Хамуйєла Ж.А. Герра, Ph.D., проф.
Університет Агостіно Нето (м. Луанда, Ангола)

Синтез нових черв'ячних передач

Внесено пропозиції щодо синтезу черв'ячних передач на основі ділянок тригонометричних, зворотних тригонометричних, гіперболічних та зворотних гіперболічних функцій. Синтезовано черв'ячну передачу на основі зворотної тригонометричної функції арктангенс.
синтез, черв'ячна передача, черв'як, угнутий профіль

В приводах багатьох сучасних машин та механізмів широко застосовують черв'ячні передачі. Їх широкому розповсюдженню в сучасному машинобудуванні сприяє ряд таких позитивних властивостей, як спроможність передавати велику потужність, працювати на високих швидкостях, висока кінематична точність, порівняно невисока вага та габаритні розміри.

Серед черв'ячних передач особливої уваги заслуговують черв'ячні передачі з угнутим профілем витка черв'яка, навантажувальна здатність яких в 1,5-2,2 рази вища за навантажувальну здатність класичних черв'ячних передач з черв'яками типу ZA, ZN, ZI.

Причиною високої навантажувальної здатності цього виду черв'ячних передач в першу чергу є геометрія контактуючих поверхонь.

Як відомо, максимальні нормальні навантаження визначаються за формулою Герця [1,2]:

$$\sigma_{\max} = 0,418\sqrt{qE/\rho}, \quad (1)$$

де 0,418 – емпіричний коефіцієнт [2];

q – навантаження на одиницю довжини контактної лінії;

E – приведений модуль пружності для матеріалів черв'ячного колеса та черв'яка;

$1/\rho$ – приведена кривина профілів зуба черв'ячного колеса та витка черв'яка.

Приведений модуль пружності для матеріалів черв'ячного колеса та черв'яка визначається залежністю [1,2]:

$$E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2), \quad (2)$$

де E_1, E_2 – модуль пружності матеріалу черв'ячного колеса та черв'яка.

Для контакту двох опуклих поверхонь приведений радіус кривини визначається за формулою [1,2]:

$$1/\rho = 1/\rho_1 + 1/\rho_2, \quad (3)$$

де ρ_1, ρ_2 – радіуси кривини контактуючих поверхонь.

Для контакту опуклої та угнутої поверхонь приведений радіус кривини визначається за формулою [1,2]:

$$1/\rho = 1/\rho_1 - 1/\rho_2. \quad (4)$$

Аналіз (1)–(4) показує, що навантажувальна здатність черв'ячних передач значно зростає із зменшенням приведеної кривини у контакті.

Відомі черв'ячні передачі з угнутих профілем вика черв'яка синтезовані за другим способом Олів'є на основі дуги кола [1,3]. Проте радіус кривини кола є постійним, яку ділянку кола не обрати. Тобто, кожному колу відповідає певна навантажувальна здатність синтезованої на базі нього черв'ячної передачі.

Відомі черв'ячні передачі синтезовані за другим способом Олів'є на основі дуги евольвенти, синусоїдальної кривої та ірраціональної функції [4]. Радіус кривини таких дуг змінюється в залежності від обраної ділянки і синтезований на базі цієї ділянки черв'ячний передачі відповідає певна навантажувальна здатність. Тобто, керувати навантажувальною здатністю таких черв'ячних передач можна обираючи за основу для їх синтезу різні ділянки розглянутих кривих.

Проте для черв'ячних передач важлива не тільки висока навантажувальна здатність, а також сприятливі умови змащування у зачепленні, інструментальне забезпечення для виготовлення передачі, тощо. Це вимагає розширення межі досліджень за рахунок використання для синтезу нових черв'ячних передач ділянок інших функцій з різною кривиною для забезпечення можливості управління їх навантажувальною здатністю.

Прийmemo за мету роботи синтез відповідно до другого способу Олів'є нової черв'ячної передачі з можливістю управління її навантажувальною здатністю.

Для досягнення мети даної роботи:

1. Розглянемо невикористані функції, ділянки яких можна скористатись в якості основи для синтезу нових черв'ячних передач;

2. Оберемо одну з таких функцій та синтезуємо на основі її ділянки нову черв'ячну передачу.

Розглянемо перспективні функції, на основі ділянок яких можна синтезувати нові черв'ячні передачі.

Оскільки тригонометрична функція синус вже успішно використовувалась [4], то розглянемо спочатку близькі до неї функції, що мають ділянки з різним радіусом кривини. Згідно з [5] ними є: тригонометричні функції, зворотні тригонометричні функції, гіперболічні функції та зворотні гіперболічні функції.

Розглянемо докладніше групу тригонометричних функцій. Серед них скористатись можна такими: $y = c_1 \cos(x)$, $y = c_2 \operatorname{tg}(x)$, $y = c_3 \operatorname{ctg}(x)$, $y = c_4 \sec(x)$, $y = c_5 \csc(x)$ в яких c_1, \dots, c_5 – константи.

Розглянемо докладніше групу зворотних (кругових) тригонометричних функцій. Серед них скористатись можна такими: $y = c_6 \arccos(x)$, $y = c_7 \arcsin(x)$, $y = c_8 \operatorname{arctg}(x)$, $y = c_9 \operatorname{arcctg}(x)$, $y = c_{10} \operatorname{arccsc}(x)$, $y = c_{11} \operatorname{arcsec}(x)$ в яких c_6, \dots, c_{11} – константи.

Розглянемо докладніше групу гіперболічних функцій. Серед них скористатись можна такими: $y = c_{12} \operatorname{sh}(x)$, $y = c_{13} \operatorname{ch}(x)$, $y = c_{14} \operatorname{th}(x)$, $y = c_{15} \operatorname{cth}(x)$, $y = c_{16} \operatorname{sch}(x)$, $y = c_{17} \operatorname{csh}(x)$ в яких c_{12}, \dots, c_{17} – константи.

Розглянемо докладніше групу зворотних гіперболічних функцій. Серед них скористатись можна такими: $y = c_{18} \operatorname{arsh}(x)$, $y = c_{19} \operatorname{arch}(x)$, $y = c_{20} \operatorname{arth}(x)$, $y = c_{21} \operatorname{arcth}(x)$, $y = c_{22} \operatorname{arsch}(x)$, $y = c_{23} \operatorname{arsch}(x)$ в яких c_{18}, \dots, c_{23} – константи.

Зупинимось на зворотній тригонометричній функції арктангенс.

На рис.1 представлено розташування систем координат при визначенні виробної поверхні шліфувального описаної ділянкою арктангенсу, а на рис.2 – розташування черв'яка та інструменту в момент обробки, коли кут повороту черв'яка $\varphi_1 = 0^\circ$. Передбачається, що лінія найкоротшої відстані між осями черв'яка та інструмента A_u

проходить через середню точку M профілю черв'яка. Відстань до цієї точки від вісі черв'яка є ділительним радіусом черв'яка r_0 .

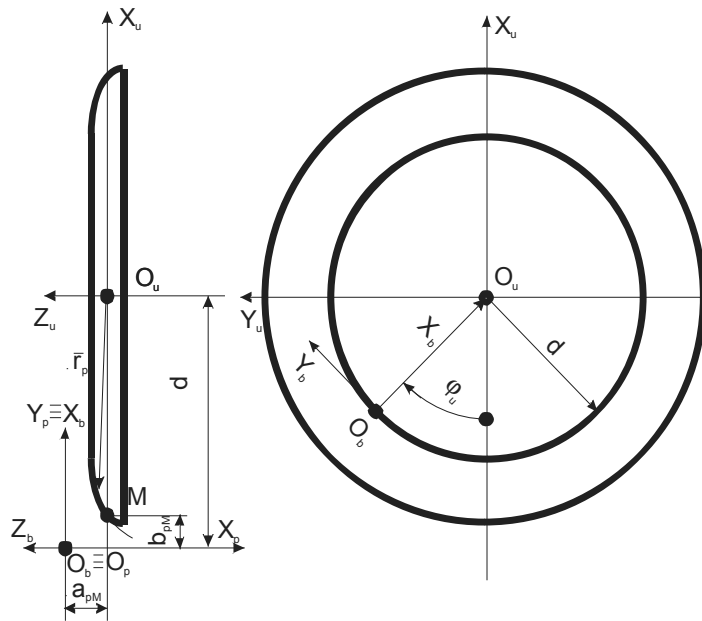


Рисунок 1 – Розташування систем координат при визначенні виробної поверхні шліфувального круга

Пов'яжемо зі шліфувальним кругом систему координат O_u , як це показано на рис.1. Система координат O_b є допоміжною, а в системі координат O_p задається ділянка арктангенсу. Початки цих систем координат співпадають. Радіус-вектор, що визначає довільну точку виробної поверхні в системі координат O_p записується так:

$$\bar{r}_p = \begin{bmatrix} a_p \\ c_8 \arctg(a_p) \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

де a_p – відстань, що вимірюється вздовж вісі X_p , від початку системи координат O_p до довільної точки.

В системі координат O_p розташування точки M вздовж вісі X_p задається величиною a_{pM} , а вздовж вісі Y_p задається величиною b_{pM} :

$$b_{pM} = c_8 \arctg(a_{pM}). \quad (6)$$

Радіус шліфувального круга в точці M дорівнює $d - b_{pM}$, де d – відстань від центру системи координат O_u до O_p , причому вимірюється вздовж вісі X_u (рис.2).

Міжосьова відстань A_u (рис.2) визначається так:

$$A_u = r_0 + d - b_{pM}. \quad (7)$$

Кут γ_u перехрещування осей черв'яка та інструмента (рис.2) обирається таким, що дорівнює куту підйому гвинтової лінії на циліндрі радіусу r_0 .

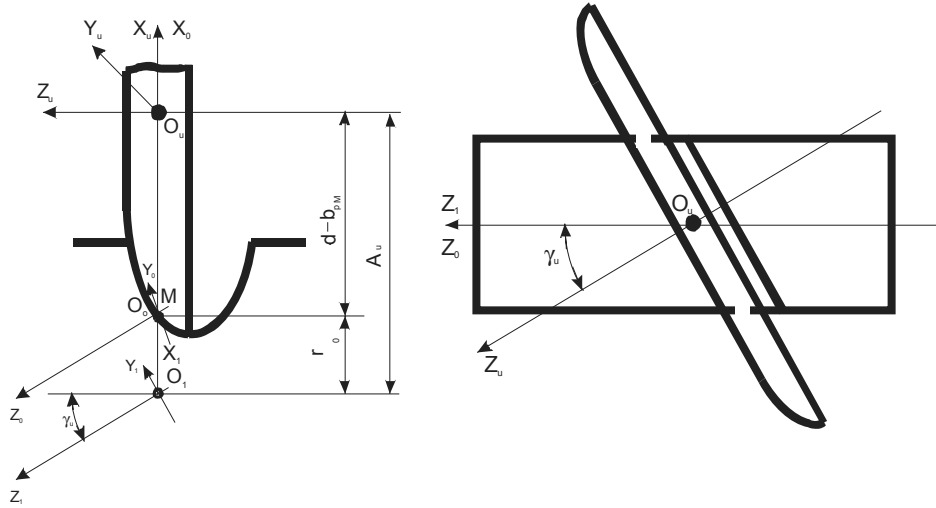


Рисунок 2 – Розташування шліфувального круга при обробці поверхні черв'яка

Тобто, виробна поверхня шліфувального круга буде утворена обертанням дугового профілю (6) навколо вісі шліфувального круга. Розташування шліфувального круга при обробці черв'яка визначається (6) та (7).

Радіус-вектор довільної точки виробної поверхні шліфувального круга записується так:

$$\bar{r}_u = M_{up} \bar{r}_p, \quad (8)$$

де \bar{r}_u – радіус-вектор точки профілю в системі координат O_u ;

M_{up} – матриця переходу від системи координат O_p до системи координат O_u .

На основі рис.1 матриця M_{up} визначається так:

$$M_{up} = \begin{bmatrix} 0 & \cos \varphi_u & -\sin \varphi_u & -d \cos \varphi_u \\ 0 & -\sin \varphi_u & -\cos \varphi_u & d \sin \varphi_u \\ -1 & 0 & 0 & a_{pM} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

де φ_u – кут повороту системи координат O_b відносно O_u (рис.1).

Таким чином, виробна поверхня шліфувального круга на основі (5), (8) та (9) визначається так:

$$\bar{r}_u = \begin{bmatrix} [c_8 \arctg(a_p) - d] \cos \varphi_u \\ [d - c_8 \arctg(a_p)] \sin \varphi_u \\ a_{pM} - a_p \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Скориставшись рівнянням (10) можна знайти рівняння поверхні витка черв'яка, обробленого таким інструментом:

$$\bar{r}_1 = M_{1u} \bar{r}_u, \quad (11)$$

де \bar{r}_1 – радіус-вектор точки профілю черв'яка в системі координат O_1 ;

M_{1u} – матриця переходу від системи координат O_u до системи координат O_1 .

На рис.2 система координат O_0 є нерухомою, а система координат O_1 прив'язана до черв'яка так, щоб вісь Z_1 співпадала з віссю черв'яка.

На основі рис.2 матриця M_{1u} визначається так:

$$M_{1u} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\cos \gamma_u \sin \varphi_1 & \sin \gamma_u \sin \varphi_1 & -p\varphi_1 \sin \gamma_u \sin \varphi_1 + A_u \cos \varphi_u \\ \sin \varphi_1 & \cos \gamma_u \cos \varphi_1 & -\sin \gamma_u \cos \varphi_1 & p\varphi_1 \sin \gamma_u \cos \varphi_1 + A_u \sin \varphi_u \\ 0 & \sin \gamma_u & \cos \gamma_u & -p\varphi_1 \cos \gamma_u \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Таким чином, активна поверхня витка черв'яка на основі (10) – (12) є такою:

$$\bar{r}_1 = \begin{bmatrix} r_{ux} \cos \varphi_1 - r_{uy} \cos \gamma_u \sin \varphi_1 + r_{uz} \sin \gamma_u \sin \varphi_1 - p\varphi_1 \sin \gamma_u \sin \varphi_1 + A_u \cos \varphi_u \\ r_{ux} \sin \varphi_1 + r_{uy} \cos \gamma_u \cos \varphi_1 - r_{uz} \sin \gamma_u \cos \varphi_1 + p\varphi_1 \sin \gamma_u \cos \varphi_1 + A_u \sin \varphi_u \\ r_{uy} \sin \gamma_u + r_{uz} \cos \gamma_u - p\varphi_1 \cos \gamma_u \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

де $r_{ux} = [c_8 \arctg(a_p) - d] \cos \varphi_u$;

$r_{uy} = [d - c_8 \arctg(a_p)] \sin \varphi_u$;

$r_{uz} = a_{pM} - a_p$.

Рівняння (13) описує одну сторону витка черв'яка. Рівняння іншої сторони витка черв'яка може бути отриманим в послідовності, що наведена вище для (13).

Згідно з другим способом Олів'є черв'ячна фреза для обробки черв'ячного колеса є копією черв'яка з сформованими на ньому ріжучими лезами.

Таким чином, в результаті проведених досліджень було встановлено, що:

1. Існує необхідність в розширенні межі досліджень за рахунок використання для синтезу нових черв'ячних передач ділянок інших, ніж відомі, функцій з різною кривиною для забезпечення можливості управління навантажувальною здатністю синтезованих черв'ячних передач;

2. Розширити межі досліджень можна поклавши в основу синтезу нових черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка ділянки тригонометричних, зворотних тригонометричних, гіперболічних та зворотних гіперболічних функцій;

3. Однією з таких нових передач є черв'ячна передача за основу синтезу якої обрано ділянку зворотної тригонометричної функції – котангенса.

Результати проведених досліджень можна використати для розробки інженерної методики проектування нової черв'ячної передачі, розглянутої в даній статті, а також для синтезу нових черв'ячних передач на основі ділянок запропонованих функцій.

Список літератури

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
2. Расчеты на прочность в машиностроении / Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К. и др.: В 3 т. – М.: Машгиз, 1958. – Т.2. – 974 с.
3. Литвин Ф.Л. Новые виды цилиндрических червячных передач. – М. - Л.: Машгиз, 1962. – 102 с.
4. Ворончихин М.А., Крапивина Г.И. К построению новых типов червячных передач с цилиндрическим червяком // Межвуз.сб.научн.тр. – Хабаровск: Хабар.политехн.ин-т. – 1979. – С.114-129.
5. Бронштейн И.Я, Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗОВ. – М.: Наука, 1965. – 608 с.

Внесено предложение относительно синтеза червячных передач на основе участков тригонометрических, обратных тригонометрических, гиперболических и обратных гиперболических функций. Синтезировано червячную передачу на основе обратной тригонометрической функции арктангенс.

Suggestion in relation to the synthesis of worm-gears is borne on the basis of areas of trigonometric, reverse trigonometric, hyperbolical and reverse hyperbolical functions. The worm-gear is synthesized on the basis of reverse trigonometric function arktangens.

Моніторинг умов роботи електроприводу ковальсько-штампувальних машин

У статті описано методику фахового супроводження електроприводу ковальсько-штампувального обладнання, умови роботи якого вимагають постійного застосування режиму повторно-довготривалих пусків. Наведені результати відповідних експериментальних досліджень та запропоновано послідовність проведення процедур інженерного моніторингу з метою підвищення довговічності роботи обладнання.

моніторинг, обладнання, електропривод, методика, довговічність

Деякі види ковальсько-штампувального обладнання (КШО) оснащені електроприводом, який постійно (або достатньо тривалий час) має працювати в умовах повторно-довготривалих пусків. В першому випадку це стосується ротаційних машин, волоочильних барабанів та холодновисаджувальних автоматів, а у другому – приводів регулювання технологічних параметрів кривошипних машин, автоподавачів тощо. У вищезазначених умовах внаслідок інерції матеріалу вихідної заготовки та ведених частин приводу суттєво зростає початковий пусковий момент електродвигуна. При цьому, відповідно, може зменшитись довговічність стабільного функціонування приводу.

Існуючі державні стандарти, зокрема ГОСТ 19532 та ГОСТ 15150, якими регламентуються основні параметри електродвигунів загального користування, передбачають відношення обертового моменту до початкового пускового $k = 2,0 - 1,2$ [1], причому більші значення відповідають електродвигунам потужністю до 10 кВт. Між тим саме в потужних типорозмірах КШО (наприклад, в горизонтально-кувальних машинах та в гарячештампувальних автоматах номінальним зусиллям від 10 МН і вище, багатопозиційних холодновисаджувальних автоматах для діаметру дроту від 20 мм тощо) найчастіше спостерігаються екстремальні умови роботи електроприводу.

З метою розробки методики інженерного моніторингу електроприводу КШО спочатку було проаналізовано інтенсивність використання різних типів електроприводу, а також основні причини його незадовільного функціонування в умовах підвищених значень ПВ (тривалості вмикання). Встановлено, що для найчастіше застосовуваного в ковальсько-штампувальному обладнанні нерегульованого привода з асинхронним електродвигуном максимальний момент інерції привода (в кГм^2), приведений до головного валу, з метою запобігання перегріванню двигуна визначається за формулою

$$J \leq k_{\phi} \frac{10 A_T}{\sigma \omega_e^2}, \quad (1)$$

де A_T - максимальна технологічна робота операції;

σ - допустимий коефіцієнт нерівномірності обертання;

ω_e - кутова частота обертання головного валу, с^{-1} ;

k_{ϕ} - коефіцієнт надлишкової роботи, яку може виконати електродвигун.

Останній параметр розраховується за формулою

$$k_{\phi} = 1 - \frac{p\alpha_0}{2\pi m} k^2 \left(1 + 2 \frac{k^2 - 1}{k^2} \frac{A_x}{A_n}\right), \quad (2)$$

де p - коефіцієнт використання часу робочого циклу (для автоматизованого обладнання $p=1$, для обладнання, яке може працювати в режимі одиночних ходів - кувальні вальці, гвинтові преси тощо $p=0,3-0,5$, для інших типів неавтоматизованого обладнання $p=0,5-0,7$, для автоматів $p=0,7-0,9$);

m - кількість обертів головного валу за цикл роботи КШО;

α_0 - цикловий кут обертання головного валу машини;

$k > 1,05$ - запас потужності електродвигуна (приймається за результатами енергетичного розрахунку машини).

Допустимий коефіцієнт нерівномірності обертання

$$\sigma \leq 2k(s_n + s_p)\epsilon, \quad (3)$$

де s_n - номінальне ковзання попередньо обраного типорозміру електродвигуна; приймається або за даними каталогів, або з табл.1.

Таблиця 1 – Залежність номінального ковзання електродвигуна від кількості ходів

$p\omega_d, \text{хв}^{-1}$	До 15	16-40	41-80	81-100	Більше 100
s_n	0,12-0,08	0,08-0,06	0,06-0,04	0,04-0,03	0,03-0,02

Якщо цикловий кут обертання головного валу $\alpha_0 > 40^\circ$, то знайдене з табл.16 значення s_n корегують за формулою

$$s_n = s_n \left(1 - \frac{p\alpha_0}{2\pi}\right). \quad (4)$$

Тоді розрахунковий запас потужності електродвигуна теж підлягає корегуванню відповідно до рекомендацій табл.2.

Таблиця 2 – Залежність коефіцієнта корегування від номінального ковзання

s_n	0,12-0,08	0,08-0,06	0,06-0,04	0,04-0,03	0,03-0,02
k_k	1,5	1,2	1,25	1,3	1,35

Фактичний запас потужності

$$k = \frac{1000 \cdot N_n \cdot t_u}{A_T + A_x} > 1,05, \quad (5)$$

де N_n - номінальна потужність двигуна;

t_u - тривалість робочого циклу, с;

A_x - робота холостого ходу, Дж;

s_p - ковзання клинопасової передачі (для $\alpha_0 < 40^\circ$ $s_p=0,04$, для $\alpha_0 > 40^\circ$ $s_p=0,02$).

Значення коефіцієнту ϵ в (3) обчислюються за залежностями:

$$\text{при } A_x/A_T > 2,9 \quad \epsilon = 0.307k^{1,011}s_n^{-0,454};$$

$$\text{при } A_x/A_T = 1,0-2,9 \quad \epsilon = 0.405k^{1,066}s_n^{-0,256};$$

$$\text{при } A_x/A_T < 1,0 \quad \epsilon = 0.528k^{1,455}s_n^{-0,062}.$$

Якщо отримані значення σ перевищують допустимі, довговічність роботи електропривода не забезпечується. Тоді необхідно збільшити момент інерції привода

шляхом підстановки у (2) допустимих значень коефіцієнту нерівномірності, які становлять:

- для обладнання, що працює в режимі одиночних ходів..... 0,2-0,3
- для обладнання, що працює в режимі автоматичних ходів.....0,1-0,15

Із зменшенням σ довговічність роботи приводу збільшується. Подібний результат досягається також застосуванням електродвигуну підвищеного ковзання або з фазним ротором. Якщо $k < 1,05$, необхідно приймати двигун більшої потужності.

Під час фахового супроводження електроприводу КШМ доцільно прогнозувати також граничне число вмикань двигуна з умови його нагрівання.

Для електродвигунів змінного струму граничне число вмикань в годину дорівнює

$$h = \frac{30(A - k^2 PB_{\phi})}{k^2 t_p}, \quad (6)$$

де коефіцієнт А визначається за формулою

$$A = \frac{t_p (1 + 2\beta)}{t_{\eta}} 100\%. \quad (7)$$

Тут β - коефіцієнт погіршення умов охолодження двигуна під час його пуску та гальмування (для двигунів закритих з обдувом $\beta = 0,75$, для інших типів електродвигунів $\beta = 0,9$); t_p - час розганяння двигуна (приймається за результатами енергетичного розрахунку машини).

Кратність пускового моменту двигуна

$$k = \frac{M_n}{M_p}$$

приймається за даними каталогів, напр. [11], с.534-536; PB_{ϕ} - фактична відносна тривалість вмикання двигуна - приймається залежно від виду обладнання за даними табл.3.

Таблиця 3 – Залежність тривалості вмикання електродвигуна від типу обладнання

Тип обладнання	PB_{ϕ} , %
Обладнання для холодного штампування	17-20
Обладнання для гарячого штампування	20-24
Обладнання безперервної дії	25-40
Насоси, компресори	40-55

Розрахункове значення h не повинно перевищувати числа ходів/продуктивності типу обладнання, стосовно якого проводиться інженерний моніторинг.

Запропонована методика інженерного моніторингу електроприводу з використанням залежностей (1)...(7) може використовуватись також і для цілей фахового супроводження інших видів обладнання загальномашинобудівного призначення.

З метою практичної перевірки методики досліджували короткотривалу потужність P_k електродвигуна системи змащення холодновисаджувального автомату AA1216 з різним часом його роботи та зі змінними об'ємами подачі технологічного мастила до вузлів автомату. Тривалість роботи електродвигуна змінювали в діапазоні $PB = 0,2 - 0,8$. В залежності від об'єму мастила час роботи електродвигуна t_p вар'ювали

в межах 5-20 с, що у цілому відповідає умовам роботи аналогічного обладнання в умовах діючого виробництва. Під час експериментів визначали фактичну потужність електродвигуна, кВт

$$P_{\phi} = \eta \times \frac{U_{\phi} \times I_{\phi}}{1000}, \quad (8)$$

де η – коефіцієнт корисної дії двигуна;

U_{ϕ} – фактичне значення напруги в силовій електромережі.

$$I_{\phi} = I_p \times \sqrt{1 - \exp\left(-\frac{t_p}{T_n}\right)}, \quad (9)$$

де I_p – струм в обмотці електродвигуна;

T_n – стала часу нагрівання електродвигуна.

В результаті математичної обробки результатів експериментальних досліджень із використанням методики [2] встановлено, що з достатньою точністю допустиме значення P_k можна обчислювати за формулою

$$P_k = \alpha \times P_{\phi}, \quad (10)$$

де α – допустимий коефіцієнт перевантаження електродвигуна:

$$\alpha = 1.2351 \times (ПВ)^{-0,5615}, \quad (11)$$

Значення P_k , кВт, обчислені за допомогою залежностей (10) та (11) і розраховані експериментально по (8) зведені до таблиці 4 (див. також рис.1).

Таблиця 4 – Розрахункові та експериментальні значення коефіцієнту перевантаження електродвигуна

ПВ = 0,2		ПВ = 0,4		ПВ = 0,6		ПВ = 0,8	
Експер.	Розрах.	Експер.	Розрах.	Експер.	Розрах.	Експер.	Розрах.
3,9	3,6588	2,58	2,4792	1,92	1,9745	1,68	1,6798

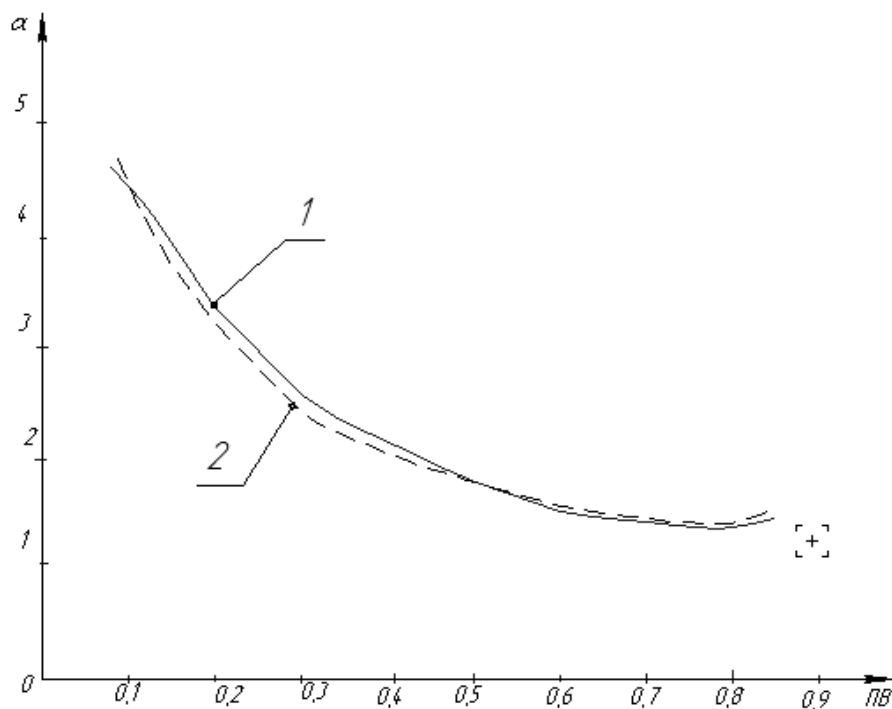


Рисунок 1 – Залежність коефіцієнту перевантаження α від відносної частоти вмикання ПВ

Аналізуючи отримані дані, можна дійти до висновку, що похибка у значеннях P_k не перевищує 6 – 10 %, а, отже, інженерний моніторинг роботи електроприводу в умовах повторних довго- та короткотривалих пусків із застосуванням емпіричної залежності (11) доцільно рекомендувати для практичного використання.

Проведення подібних процедур фахового супроводження дає можливість підвищити контроль за роботою КШО, зменшити вірогідність відмов та стабілізувати умови роботи електроприводу промислового обладнання.

Список літератури

1. Анурьев В.П. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т. Т.3. М.: М-е, 1979. – 537с.
2. Автоматизоване проектування за допомогою пакету програм “Калькулятор – 3000” / Укл. Б.Б. Кришкін. – Кіровоград; КІСГМ, 1993. – 48с.

В статті описана методика професійного супроводження електропривода кузнечно-штамповального обладнання, умови роботи якого потребують постійного застосування режиму повторно-довготривалих пусків. Приведені результати відповідних експериментальних досліджень і запропонована послідовність проведення процедур інженерного моніторингу з метою підвищення довговічності роботи обладнання.

The method of professional accompaniment electric-driven blacksmith-punching equipment is described in the article, the terms of work of which require permanent application of the long repeatedly-durations startings mode. The results of the proper experimental researches and the sequence of procedures conducting of the engineering monitoring have been done with the purpose of increase of longwearvity of work of equipment.

Визначення шляхом 3D моделювання об'єму матеріалу, що видаляється при обробці черв'яків з угнутим профілем витків

Шляхом 3D моделювання визначено об'єм матеріалу, що видаляється при механічній обробці активних поверхонь черв'яків з угнутим профілем витків. Проведено порівняння з об'ємом матеріалу, що видаляється при відповідній обробці черв'яків черв'ячних передач типу ZA. **черв'як, угнутий профіль, обробка, об'єм матеріалу, 3D моделювання**

Серед черв'ячних передач особливими властивостями виділяються черв'ячні передачі з угнутим профілем витка черв'яка. Такі передачі мають в 1,5-2,2 рази вищу навантажувальну здатність ніж звичайні черв'ячні передачі типу ZA, ZN, ZI [1].

ККД черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка на 5...10% вища за ККД звичайних черв'ячних передач [2].

Дослідженню черв'ячних передач з угнутим профілем витків черв'яка присвячені наукові праці Г.Німана, І.С.Кривенко, Ф.Л.Литвина, І.К.Коришева, І.П.Бернацького, М.А.Ворончихіна, Г.І.Крапівіної, Ілєша Дудаша, В.І.Безрукова, В.С.Надеїна, М.О.Ковришкіна, О.І.Садченко(Попової) та інших науковців.

При виготовленні черв'яків черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка користуються режимами різання, що є оптимальними для звичайних черв'яків [3], хоча інтенсивність процесу різання може суттєво відрізнятись. Для попередньої оцінки цієї різниці скористуємося можливостями 3D моделювання.

Прийmemo за мету роботи визначення шляхом 3D моделювання об'єму матеріалу, що видаляється при механічній обробці активних поверхонь черв'яків з угнутим профілем витків, та порівняння з відповідним об'ємом, що видаляється при обробці черв'яків звичайних черв'ячних передач. Для досягнення мети даної роботи:

1.Оберемо тип звичайної черв'ячної передачі, черв'як якої прийmemo за основу для порівняння.

2.Оберемо черв'ячну передачу з угнутим профілем витка черв'яка, механічну обробку черв'яка якої прийmemo за основу для дослідження.

3.Визначимо за допомогою 3D моделювання об'єм матеріалу, що видаляється при обробці досліджуваних черв'яків та черв'яків, обраних для порівняння.

4.Порівняємо визначені об'єми матеріалу.

За основу для порівняння прийmemo черв'як черв'ячної передачі типу ZA, як найбільш простої у виготовленні та розповсюдженій у машинобудуванні.

За основу для дослідження прийmemo черв'ячну передачу з угнутим профілем витка черв'яка, що розглянута в наукових працях [4,5], оскільки в загальному випадку обробки черв'яка такої передачі вісь гвинтової поверхні, що нарізується на заготовці, не співпадає з її віссю. Іншими словами, такі черв'яки з угнутим профілем витків є більш загальними по відношенню до черв'яків, у яких вісь гвинтової поверхні і вісь заготовки черв'яка співпадають.

Розглянемо докладніше обрану для досліджень черв'ячну передачу. В роботі [4] зазначено, що складові цієї передачі утворюються за способом жорсткої

неконгурентної виробної пари. До складу цієї пари входить черв'ячна фреза для обробки евольвентних зубчастих коліс згідно з ГОСТ 9324-80Е та дисковий (або тороїдальний [5]) інструмент.

Вказана черв'ячна фреза використовується для механічної обробки черв'ячного колеса, а дисковий інструмент – для механічної обробки активних поверхонь черв'яка досліджуваної передачі.

Виробна поверхня дискового інструмента згідно з роботою [4] описується рівнянням:

$$r_u^{(u)} = \begin{bmatrix} \sin \vartheta \left[\sqrt{\left[\mp \frac{(r_0^2 - r_{b0}^2)}{\cos \gamma_{b0}} u \pm \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right]^2 + r_{b0}^2} - a \right] - \cos \vartheta \sin \gamma_{\varepsilon} \left[\pm \frac{e_0}{2} \mp \frac{tg \gamma_{b0}}{\cos \gamma_{b0}} (r_0^2 - r_{b0}^2) u \right] \\ \cos \vartheta \left[\sqrt{\left[\mp \frac{(r_0^2 - r_{b0}^2)}{\cos \gamma_{b0}} u \pm \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right]^2 + r_{b0}^2} - a \right] + \sin \vartheta \sin \gamma_{\varepsilon} \left[\pm \frac{e_0}{2} \mp \frac{tg \gamma_{b0}}{\cos \gamma_{b0}} (r_0^2 - r_{b0}^2) u \right] \\ \cos \gamma_{\varepsilon} \left[\pm \frac{e_0}{2} \mp \frac{tg \gamma_{b0}}{\cos \gamma_{b0}} (r_0^2 - r_{b0}^2) u \right] \\ 1 \end{bmatrix}, (1)$$

де u , ϑ – криволінійні координати;

r_0 – ділительний радіус черв'ячної фрези;

r_{b0} – радіус основного циліндра черв'ячної фрези;

γ_{b0} – кут підйому твірної лінії витка черв'ячної фрези на її основному циліндрі;

e_0 – осьова ширина западин виробного черв'яка черв'ячної фрези;

a – відстань між віссю черв'ячної фрези та віссю дискового інструмента при утворенні ними виробної пари;

γ_u – кут повороту вісі дискового інструмента відносно вісі черв'ячної фрези при утворенні ними виробної пари.

Верхній знак у формулі (1) відповідає лівій (L) стороні дискового інструмента, а нижній знак – правій (R).

Спростимо рівняння (1), в якому величина u задається згідно з роботою [4] в довжинах вектора, що поєднує точку на основному та ділительному циліндрах черв'ячної фрези. Результатом спрощення (1), є рівняння, в якому величина u задається в мм:

$$r_u^{(u)} = \begin{bmatrix} \sin \vartheta \left[\sqrt{\left[\mp \cos \gamma_{b0} u \pm \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right]^2 + r_{b0}^2} - a \right] - \cos \vartheta \sin \gamma_u \left(\pm \frac{e_0}{2} \mp \sin \gamma_{b0} u \right) \\ \cos \vartheta \left[\sqrt{\left[\mp \cos \gamma_{b0} u \pm \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right]^2 + r_{b0}^2} - a \right] + \sin \vartheta \sin \gamma_u \left(\pm \frac{e_0}{2} \mp \sin \gamma_{b0} u \right) \\ \cos \gamma_u \left(\pm \frac{e_0}{2} \mp \sin \gamma_{b0} u \right) \\ 1 \end{bmatrix}. (2)$$

Скориставшись рівнянням (2) можна визначити осьовий переріз дискового інструмента. Детальний опис розташування інструмента для формоутворення активної поверхні черв'яка черв'ячної передачі типу ZA наведено в роботі [7].

В першому наближенні об'єм матеріалу, що видаляється при обробці із заготовки черв'яка визначаємо засобами 3D моделювання шляхом послідовного видалення матеріалу з 3D моделі заготовки.

В загальному випадку реального верстатного зачеплення інструмент і заготовка розміщуються одне відносно одного та відносно напрямку подачі, а також обертаються з своєю частотою обертання. Скориставшись відносністю руху можна уявити, що заготовка черв'яка є нерухомою, а інструмент рухається по гвинтовій траєкторії, обертаючись навколо своєї вісі. Тобто, 3D модель черв'яка можна отримати на основі 3D моделі його заготовки через створення 3D елемента «отвір», що будується на ескізі вісьового перерізу інструмента та на елементі «спіраль». Знаючи об'єм 3D моделі заготовки черв'яка та об'єм 3D моделі черв'яка можна визначити відповідний об'єм видаленого матеріалу.

Сформуємо початкові дані для проведення 3D моделювання.

За основу для проведення 3D моделювання приймемо черв'як черв'ячного редуктора 2Ч40, що випускається заводом «Точмаш» (Україна, м.Переяслав-Хмельницький).

Відповідно до паспорту редуктора 2Ч40 при передаточному числі $u = 63$ модуль черв'яка складає $m = 1$ мм, а число витків дорівнює $z_1 = 1$. Коефіцієнт діаметра черв'яка складає $q = 16$, кут підйому витків черв'яка на ділільному циліндрі $\gamma_1 = 3^\circ 34' 35''$, а довжина нарізаної частини черв'яка становить $b_1 = 23$ мм.

3D модель заготовки розглянутого вище черв'яка, що виконана в Solid Works, зображена на рис.1.

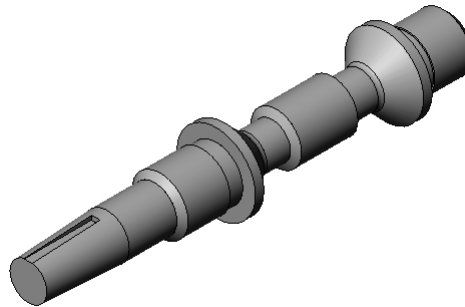


Рисунок 1 – 3D модель заготовки черв'яка виконана в Solid Works

Вимірювання засобами Solid Works показало, що об'єм матеріалу заготовки черв'яка становить $V_0 = 37762,66$ мм³.

Згідно з рекомендаціями, наведеними в [7], створено ескіз перерізу інструмента для обробки витків черв'яка черв'ячної передачі типу ZA та належним чином розташовано відносно елемента «спіраль». Елемент «спіраль» розташований так, щоб після створення 3D елемента «отвір» вісь відтвореної гвинтової поверхні співпадала з віссю заготовки черв'яка. Відповідна 3D модель черв'яка виконана в Solid Works зображена на рис.2, а.

З метою спрощення ескізу перерізу інструмента при проведенні 3D моделювання та згідно з рекомендаціями, наведеними в [6], без значної втрати точності теоретичний профіль (2) замінено дугою окружності. Ескіз перерізу інструмента для обробки витків досліджуваного черв'яка належним чином розташовано відносно елемента «спіраль». Елемент «спіраль» розташований так, щоб після створення 3D елемента «отвір» між віссю відтвореної гвинтової поверхні та віссю заготовки черв'яка був кут τ .

Згідно з роботою [5] значення кута τ повинно підраховуватися так:

$$\tau = \gamma_1 - \gamma_u. \quad (3)$$

3D модель досліджуваного черв'яка виконана в Solid Works зображена на рис.2,б.

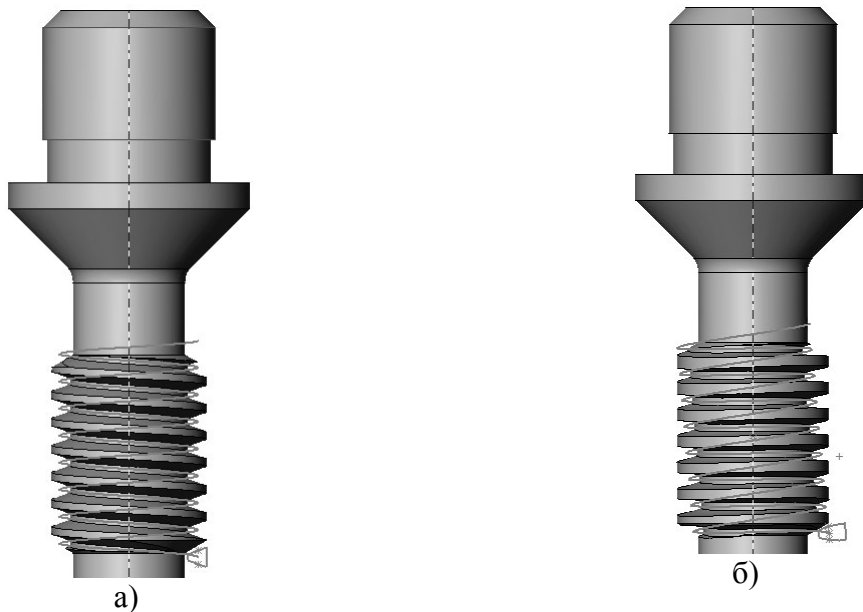


Рисунок 2 – 3D моделі черв'яка черв'ячної передачі типу ZA (а) та досліджуваного черв'яка з угнутих профілем витків (б), виконані в Solid Works

Приймалися такі значення кута τ : 0° , 2° та 4° . Відповідні кути γ_u розраховувались за формулою (3). Тобто, остання 3D модель створювалась в кількості трьох екземплярів, кожний з яких мав відповідний ескіз перерізу інструмента та кут τ .

При куті $\tau = 0^\circ$ вісь відтвореної гвинтової поверхні співпадає з віссю заготовки черв'яка.

На рис.2,б наведено 3D модель досліджуваного черв'яка з $\tau = 4^\circ$.

Елемент «спіраль» в розглянутих вище 3D моделях створювався на основі кроку, початкового кута, напрямку обертання та кількості обертань. Одне обертання відповідає куту повороту черв'яка в реальному верстатному зачепленні на кут $\phi_1 = 360^\circ$. Кількість обертань елементу «спіраль» змінювалась від 0 з кроком 0,25, що відповідає куту повороту черв'яка в реальному верстатному зачепленні від 0° з кроком 90° , до повного відтворення гвинтової поверхні.

Об'єм матеріалу, що видаляється при обробці активної поверхні витків черв'яка, визначався як різниця між об'ємом заготовки та об'ємом черв'яка при поточному значенні кількості обертань елементу «спіраль».

Порівняння результатів вимірювань, проведених на 3D моделях показало, що об'єм матеріалу видаленого при обробці активних поверхонь черв'яка з угнутих профілем витків суттєво відрізняється в порівнянні з механічною обробкою активних поверхонь черв'яка черв'ячної передачі типу ZA, причому при збільшенні кута τ відповідний об'єм видаленого матеріалу на один оберт черв'яка зростає, а саме: при $\tau = 0^\circ$ максимально на 11,7%, при $\tau = 2^\circ$ максимально на 14,3%, при $\tau = 4^\circ$ максимально на 17,1%. Це пояснюється особливостями профілю інструмента та зміною кута τ .

Таким чином, в результаті проведених досліджень було встановлено, що:

1.Інтенсивність процесу різання при обробці активних поверхонь черв'яків з угнутим профілем витків суттєво відрізняється в порівнянні з механічною обробкою активних поверхонь черв'яків звичайних черв'ячних передач;

2.При збільшенні кута τ відповідний об'єм видаленого матеріалу за один оберт досліджуваного черв'яка зростає;

3.Для уточнення результатів проведеного в першому наближенні 3D моделювання об'єм матеріалу, що видаляється при обробці активних поверхонь черв'яків, необхідно визначити аналітично.

Результати проведеного 3D моделювання є основою для проведення аналітичних досліджень та можуть бути використаними при визначенні оптимальних режимів різання для механічної обробки активних поверхонь черв'яків з угнутим профілем витків.

Список літератури

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
2. Иллеш Дудаш. Точное изготовление червячных передач с криволинейным профилем // Резание и инструмент. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – Выпуск 38. – Харьков: Вища школа, 1987. – С.80-85.
3. Литвин Ф.Л., Корышев И.К. Вопросы геометрии и технологии червячных передач с вогнутым профилем червяка // Прогрессивные методы производства и технологичность конструкций. – 1960. – С.91-101.
4. Надеин В.С., Ковришкин Н.А. Производящая пара для нарезания червячных передач с вогнутым профилем червяка // Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и редукторов: Тр.международ.научн. – техн. конф. – Харьков: ХГПУ. – 1997. – С.68-74.
5. Ковришкін М.О., Попова О.І. Верстатне зачеплення для обробки тороїдальним інструментом витків циліндричного черв'яка з угнутим профілем / Наукові записки. – Вип.4. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С.97-101.
6. Ковришкін М.О. Заміна теоретичного профіля дугою окружності // Придніпровський науковий вісник. – Дніпропетровськ, 1998. – С. 42–48.
7. Производство зубчатых колес. Под ред. Б.А.Тайца. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 708 с.

Путём 3D моделирования определён объём материала, который удаляется при механической обработке активных поверхностей червяков с вогнутым профилем витков. Проведено сравнение с объёмом, который удаляется при соответствующей обработке червяков червячных передач типа ZA.

By 3D of design the volume of material which retires at tooling of active surfaces of worms with the concave type of coils is certain. Comparison is conducted with a volume which retires at the proper treatment of worms of worm-gears as ZA.

Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ

В статті розглянуто відомі математичні моделі втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ і зроблено аналіз їх переваг та недоліків.

шестеренний насос, радіальний зазор, втрати робочої рідини через радіальний зазор, напірна складова, фрикційна складова

При визначенні втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ різні дослідники пропонують користуватись різними математичними моделями. Ці моделі дають різні результати, враховуючи ті чи інші фактори. Тому виникає необхідність аналізу існуючих математичних моделей і створення найточнішої, що найбільш адекватно описує процес втрат робочої рідини через радіальний зазор.

В якості найпоширенішої моделі для підрахунку втрат робочої рідини через радіальний зазор використовується вираз:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\Delta p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l} - \frac{R_{\text{ш}} \cdot \omega \cdot \delta_p}{2} \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (1)$$

де Δp – перепад тиску між камерою нагнітання та камерою всмоктування, Па;

δ_p – радіальний зазор, мм;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, Па·с ;

l – довжина зони ущільнення радіального зазору, мм;

$R_{\text{ш}}$ – зовнішній радіус вінця шестерень, мм;

ω – кутова швидкість, рад/с;

b – ширина шестерень, мм.

Ця вираз виведений з міркувань, що втрати робочої рідини через радіальний зазор можна ототожнити з випадком руху рідини між плоскопаралельними пластинами, одна з яких рухається з лінійною швидкістю u :

$$u = R_{\text{ш}} \cdot \omega, \text{ мм/с} \quad (2)$$

В роботі [1] вираз (1) виведено з рівнянь Нав'є-Стокса, а в праці [2] цей самий вираз отримано, виходячи з схеми сил, що діють на виділену елементарну частинку в потоці в'язкої рідини. Першим доданком (напірна складова) він показує, що втрати робочої рідини через радіальний зазор пропорційні кубу величини самого зазору, перепаду тиску, а також обернено пропорційні довжині щілини зазору і в'язкості робочої рідини. А другим доданком (фрикційна складова) відображає, що шестірня своїм обертанням протидіє втратам рідини.

Ряд авторів на чолі з Баштою Т.М. пропонують одразу замість довжини щілини l підставляти в формулу довжину дуги зубця по зовнішній циліндричній поверхні

шестірень l_3 перемножену на кількість зубців z , які контактують з поверхнею корпуса насоса:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\Delta p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot l_3 \cdot z_k \cdot \mu} - \frac{R_{\text{ш}} \cdot \omega \cdot \delta_p}{2} \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (3)$$

Аналізуючи формулу (1) автор праці [3] стверджує, що при її виведенні допущенна помилка, внаслідок якої вдвічі перебільшена фрикційна складова. На його думку формула повинна мати такий вигляд:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\Delta p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l} - \frac{R_{\text{ш}} \cdot \omega \cdot \delta_p}{4} \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (4)$$

Крім того, намагаючись врахувати ексцентричний характер радіального зазору він стверджує, що замість величини δ_p слід підставляти середнє значення цього зазору:

$$\delta_{p.\text{ср}} = \frac{\sum_{\varphi=1}^{\alpha} \delta_{p.i}}{\alpha}, \text{ мм} \quad (5)$$

де φ_i – змінна величина кута;

α – кут перехідної зони між камерами всмоктування і нагнітання.

Тоді формула (4) для визначення втрат робочої рідини через ексцентричний радіальний зазор згідно [3] набуває такого вигляду:

$$\Delta Q_p = \left(\Delta p \cdot \frac{\left[\frac{\sum_{i=1}^{\varphi} \delta_{pi}}{\alpha} \right]^3}{12 \cdot \mu \cdot l} - \frac{\omega \cdot R_{\text{ш}}}{4} \cdot \left[\frac{\sum_{i=1}^{\varphi} \delta_{pi}}{\alpha} \right] \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (6)$$

Також Магопєць С.О. вважає, що в знаменник першої складової слід підставляти всю довжину щілини, а не суму довжин вершин зубців. В цьому контексті важко погодитись з автором, оскільки в області западини градієнт тиску $\frac{\Delta p}{l}$ дорівнює нулю, тому що вся рідина в западині перебуває під одним тиском. А змінюється тиск тільки безпосередньо в зазорі між вершиною зубців і корпусом в зоні зростання тиску.

Автори роботи [4] крім ексцентриситету намагалися врахувати також радіальне биття зовнішнього діаметра шестірень. В результаті вони пропонують таку модель:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\Delta p}{12 \cdot \mu \cdot l_z \cdot z_k} - \frac{\omega \cdot R_e}{2} \cdot \sum_{j=1}^{z_k} \frac{1}{\delta_{pj}^2} \right) \cdot b, \quad (7)$$

$$\sum_{j=1}^{z_k} \frac{1}{\delta_{pj}^3}$$

Врахування радіального биття безумовно важливий фактор, оскільки радіальне биття зовнішнього діаметра шестірні порівнянне з величиною самого радіального зазору. Але цій моделі притаманні недоліки спільні для всіх розглянутих моделей.

Ще один варіант виразу для підрахунку втрат робочої рідини через радіальний зазор пропонують Дідур В.А. і Єфремов В.Я. [5]:

$$\Delta Q_p = K \cdot \frac{\Delta p \cdot \delta_p}{\mu} - m \cdot \frac{u}{2} \cdot z. \quad (8)$$

де K — коефіцієнт пропорційності;

m — коефіцієнт, що враховує втрати тиску на зубцях шестірень;

u — швидкість руху зубця відносно стінки корпусу;

z — коефіцієнт, що враховує геометричні параметри щілини.

До недоліків цієї моделі слід віднести складність практичного застосування. Зокрема, до кінця незрозуміло що конкретно являє собою коефіцієнт z і як його визначати.

Слід відзначити, що жоден дослідник не звернув увагу на непостійну кількість зубців в зоні зростання тиску, а, отже, допущені неточності в визначенні довжини щілини радіального зазору. Тому в роботі [6] якраз і було поставлено за мету врахуванню цього фактора. Це суттєво уточнює математичну модель втрат робочої рідини через радіальний зазор.

Отже, велике різноманіття формул для підрахунку втрат робочої рідини між дуговою поверхнею корпусу і зовнішньою циліндричною поверхнею шестірні засвідчує, що немає єдності думки дослідників в даному питанні. Таким чином, створилось підґрунтя для недовіри машинобудівників до існуючих математичних моделей. Це стало однією з причин того, що нові шестеренні насоси вже після обкатки і випробування мають знос в області отвору всмоктування, внаслідок того, що радіальний зазор формують шляхом навмисного "врізання" шестірень в корпус. Такий стан справ не може задовольнити сучасні вимоги насособудування, тому пошуки точної математичної моделі втрат робочої рідини через радіальний зазор [6] безумовно є актуальними.

Список літератури

1. Гукасов Н.А. Механика жидкости и газа. — К.: НМК ВО, 1992. — 348 с.
2. Башта Т.М. Самолётные гидравлические приводы и агрегаты. М.: Оборонгиз, 1951.
3. Магопєць С.О. Технологія ремонту насосів типу НШ-У вдосконаленням методу зменшених ремонтних розмірів: Дис... канд. техн. наук: 05.05.11. — Кіровоград, 1999. — 230 с.
4. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1960. — 189 с.
5. Дидур В.А., Єфремов В.Я. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин. — К.: Техніка, 1986. — 129 с.
6. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 16. — Кіровоград: КНТУ. — 2005. С.235-240.

В статье рассмотрены известные математические модели радиальных утечек шестеренного насоса типа НШ и сделан анализ их преимуществ и недостатков.

There are analysis simulators of radial leak in gear pumps of НШ-type. The authors of the article analyzed the advantages and disadvantages of those simulators.

Аналіз розрахунку засобів з'єднання сталезалізобетонних конструкцій

Проведено аналіз розрахунку засобів з'єднання сталезалізобетонних конструкцій за різними методиками, він показав, що вони дають різні значення несучої здатності анкерів. Зроблено висновок про необхідність проведення експериментальних досліджень з метою отримання статистичних даних про несучу здатність анкерів сталезалізобетонних конструкцій для розробки на їх основі оптимального методу розрахунку анкерів.

залізобетон, арматура, стрижень, анкер

Прогрес у галузі будівельних конструкцій серед інших факторів полягає в пошуку нових сполучень сталі та бетону для їх спільної раціональної роботи в будівельних конструкціях. До таких конструкцій належить сталезалізобетон, до складу якого входять прокатні профілі, стрижнева арматура і бетон.

Характеризуючи сталезалізобетонні конструкції, варто зазначити, що їх міцність і надійність залежать не тільки від властивостей матеріалів – сталі й бетону, а й від елементів, що з'єднують сталеву та залізобетонну частини в єдиний переріз. Адже застосування з'єднувальних анкерів, гнучких і жорстких упорів недостатньої міцності та малої жорсткості зумовлює взаємне проковзування сталеві та залізобетонної частин перерізу, зменшує несучу здатність і збільшує прогини згинаючої конструкції. Найбільша несуча здатність і жорсткість комплексної сталезалізобетонної конструкції досягається, коли з'єднувальні елементи здатні повністю сприймати й передавати зсувні зусилля, що виникають між частинами перерізу. Тому, проектуючи сталезалізобетонні конструкції, особливу увагу звертають на забезпечення надійного та міцного взаємозв'язку частин перерізу. Проблема пошуку ефективних з'єднань сталі та бетону, для їхньої раціональної спільної роботи в будівельних конструкціях, на сьогоднішній час є актуальною.

Найбільш капітальні експериментальні дослідження роботи гнучких упорів (головним чином швелерного типу і звичайних круглих стрижнів з голівками) виконані в США і Англії. Результати американських досліджень підсумовані в Технічних умовах AASHTO і додаткових рекомендаціях, де для граничної зсуваючої сили, що сприймається гнучким упором, приведені емпіричні формули, отримані з умови обмеження залишкових деформацій зрушення після статичного загруження величиною 0,03" (0,076 мм).

Ці формули використані й у наших нормах [1] після перетворення стосовно до розрахунків по граничних станах, метричній системі мір і наших умов іспиту бетону. Таким чином, для розрахунку на міцність гнучких упорів рекомендуються наступні формули, що дають розрахункове зсуваюче зусилля T після підстановки усіх величин: для прокатних профілів:

$$T = 55(h' + 0,5 \delta) b_y \sqrt{R_{пр}} ; \quad (1)$$

для круглих стрижнів при: $d_y \leq 2,5$ см та $\frac{h_y}{d_y} \geq 4,2$ см

$$T = 100 d_y^2 \sqrt{R_{пр}} ; \quad (2)$$

для круглих стрижнів при: $d_y \leq 2,5 \text{ см}$ та $\frac{h_y}{d_y} < 4,2 \text{ см}$

$$T = 24 h_y d_y \sqrt{R_{\text{пр}}} . \quad (3)$$

Для круглих стрижнів з маловуглецевої сталі стали при плиті з високоміцного бетону введене додаткове обмеження:

$$T \leq 0,63 d_y^2 R_0 , \quad (4)$$

де R_0 — розрахунковий опір сталі стрижня при дії осевих сил. Цю перевірку можна трактувати, як умовну перевірку сталі на зріз при розрахунковому опорі зрізу $0,8 R_0$.

Є емпіричні обмеження величини багаторазового-повторного навантаження для деяких конкретних розмірів і умов роботи гнучких упорів. Однак у наших нормах розрахунки на витривалість для гнучких упорів і анкерів усіх видів поки де регламентуються. Передбачається, що ці розрахунки покриваються запасами, закладеними в розрахунки на міцність, зокрема, прийняттям появи незначної залишкової деформації зсуву величиною $0,076 \text{ мм}$ за граничний стан по міцності.

Німецькі норми рекомендували розраховувати похилі анкери тільки на розтяг, але приймаючи $N_a = T$. Вертикальні анкери згідно тим же джерелам розраховували тільки на зріз, приймаючи $Q_a = T$. В обох випадках несуча здатність з'єднання при зрушенні визначалася міцністю тільки сталі і не залежала від міцності бетону.

Приведемо обґрунтування нових формул, що впливають з досліджень [1] і рекомендованих СНиП “Мосты и трубы”[2]. Розглянемо роботу в бетоні під дією зсуваючої сили T анкера, нахилоного під кутом α , що має на кінці петлю чи гак, Уведемо наступні позначення зусиль:

$N_a = N_{3,T} + N_K$ — подовжнє розтягаюче зусилля в анкері біля його кореня; при цьому $N_{3,T}$ — зусилля, передане зчепленням і тертям, а N_K — зусилля, передане петлею чи гаком;
 $Q_a = Q_+ + Q_-$ — поперечна сила в анкері біля його кореня; при цьому Q_+ — тиск бетону, що зминається анкером біля кореня, а Q_- — зворотний тиск бетону, що защемляє анкер;

$V = N_a \cdot \sin \alpha + Q_a \cdot \cos \alpha$ — вертикальний відриваючий вплив анкера на сталевий пояс; при відсутності на плиті місцевого навантаження така ж, але притискаюча і розподілена по довжині сила V повинна з умов рівноваги передаватися з плити безпосередньо на сталевий пояс.

Сили тертя, що розвиваються під дією притискаючого зусилля V , а також безпосереднє зчеплення між плитою і сталевим поясом враховувати в розрахунку не будемо.

Тоді з умови рівноваги

$$T = N_a \cdot \cos \alpha + Q_a \cdot \sin \alpha .$$

Величини N_a і Q_a тут невідомі і залежать від відповідних податливостей. При великій поперечній піддатливості, тобто значних деформаціях місцевого зминання бетону, можливих при малому діаметрі анкера, слабкому бетоні і т.д. і при малій подовжній піддатливості, тобто гарному заанкерюванні, N_a буде збільшено за рахунок зменшення Q_a . При зворотному співвідношенні податливостей зворотним буде і співвідношення цих зусиль.

Відсутність точного рішення такої статично невизначеної задачі, взаємна залежність N_a та Q_a з можливістю їхнього перерозподілу і пружно-пластичний характер роботи з'єднання змушують вдатися до методу граничної рівноваги, тобто

прийняти, що граничний стан з'єднання настає тоді, коли обидва зусилля, N_a і Q_a досягають своїх граничних значень, відповідно $N_a^{\text{гран.}}$, $Q_a^{\text{гран.}}$. Таким чином

$$T_{\text{гран.}} = N_a^{\text{гран.}} \cdot \cos \alpha + Q_a^{\text{гран.}} \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

Рівність (5) може бути справедливою тільки при не дуже малих і не занадто великих кутах α . При дуже малих α важко припустити можливість виникнення граничного поперечного зусилля, а при дуже великих α (близьких до 90°) настільки ж важко припустити можливість виникнення граничного поздовжнього зусилля (якщо тільки не розглядати випадку дуже великих деформацій зрушення, після яких анкер починає працювати на зразок гнучкої нитки в бетоні). Однак ці обставини не мають великого практичного значення, оскільки при малих α малий $\sin \alpha$, і помилка в другому члені несуттєва, а при великому α малий $\cos \alpha$ і невеликий вплив помилки в першому члені.

У першому наближенні, ґрунтуючись на даних експериментів, можна прийняти $N_a^{\text{гран.}}$ як для стрижня, що працює тільки на розтяг, а $Q_a^{\text{гран.}}$ – як для гнучкого упора по формулах, аналогічним (2) і (4). Таким чином, незалежно одне від одного $N_a^{\text{гран.}} = F_a \cdot R_a$, а $Q_a^{\text{гран.}} = 100 \cdot d_a^2 \cdot \sqrt{R_{\text{пр.}}}$, але не більше $0,8 F_a \cdot R_a$.

Робота анкера на згин тут не враховується (як і для гнучкого упора). Останнє можна обґрунтувати розвантаженням кореневого перерізу від напруг згину при розвитку пластичних деформацій і переміщенні максимального згинаючого моменту в менш навантажений переріз анкера.

Відповідно до викладеного, зсуваюче зусилля T в кН, що приходить з розрахунку на міцність на один анкер чи на одну гілку петлевого анкера, обмежують наступними умовами:

$$T \leq F_a \cdot R_a \cdot \cos \alpha + 100 \cdot d_a^2 \cdot \sqrt{R_{\text{пр.}}} \cdot \sin \alpha, \quad (6)$$

$$T \leq F_a \cdot R_a \cdot (\cos \alpha + 0,8 \cdot \sin \alpha). \quad (7)$$

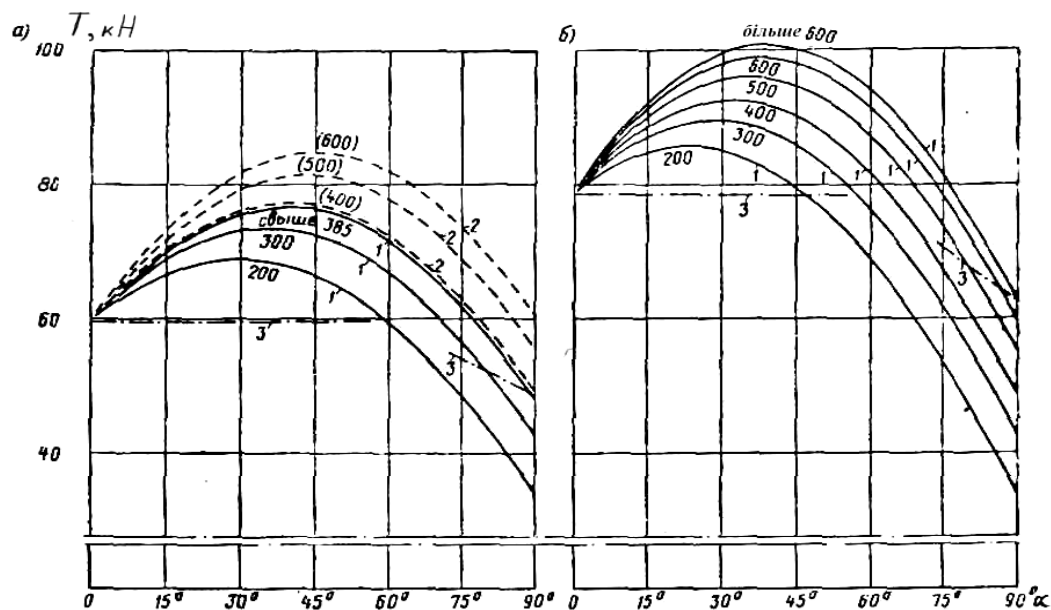
Звичайно лімітуючою виявляється формула (6); формула (7) може мати практичне значення при застосуванні анкерів з маловуглецевої сталі у високоміцному бетоні.

При $\alpha = 90^\circ$ ці вирази перетворюються у формули (2) і (4), рекомендовані для вертикальних гнучких упорів.

На рис.1 приведено зіставлення розрахункових зсуваючих зусиль, що сприймаються однією гілкою анкера діаметром 20 мм по викладених нових рекомендаціях і по колишніх рекомендаціях.

Приведені в літературних джерелах дані по міцності анкерів на дію зсуваючої сили мають великий розкид. Це пояснюється не тільки різними умовами дослідів, але і різним підходом до визначення критерію міцності. Розрахункові зсуваючі зусилля значно менше величини фізичного руйнуючого навантаження анкера. В американських нормах [3] розрахункова міцність анкерів визначається по величині остаточних деформацій зсуву, що дорівнюють 0,076мм. В англійських нормах [4] за розрахункову міцність анкерів приймають величину, що складає 80 % найменшого граничного навантаження при випробуваннях трьох зразків-близнюків.

В наших нормах [1] розрахункове значення міцності поперечних анкерів визначають з урахуванням фібрової текучості анкерів.



а) – зі Ст3; б); зі сталі Ст. 5; 1 – по формулах (6) і (7) при різних марках бетону; 2 – те ж по формулі (6) без врахування формули (7); 3 – по колишніх рекомендаціях.

Рисунок 1 – Порівняння розрахункових зсуваючих зусиль на один анкер діаметром 20 мм:

Аналіз розрахунку засобів з'єднання сталезалізобетонних конструкцій за різними методиками, показав, що вони дають різні значення несучої здатності анкерів. Тому існує потреба проведення експериментальних досліджень з метою отримання статистичних даних про несучу здатність анкерів сталезалізобетонних конструкцій для порівняння отриманих результатів з результатами розрахунку за різними методиками, і розроблення на основі цього оптимального методу розрахунку.

Список літератури

1. Стрелецкий Н.Н. "Сталезалізобетонные мосты". – М.: Транспорт, 1965. – 375 с.
2. СНиП 2.05.03-84 "Мосты и трубы" /Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 200 с.
3. Standard Specifications for Highway Bridges Seventh Edition, American Association of State Highway Officials, 1957.
4. CP 117. Concrete construction in Structural Steel and Concrete. Part I. Simply-supported Beams in Building. British Standard Institution, 1965.

Проведен анализ расчета средств соединения сталезалізобетонных конструкций по разным методикам, он показал, что они дают разные значения несущей способности анкеров. Сделан вывод о необходимости проведения экспериментальных исследований с целью получения статистических данных о несущей способности анкеров сталезалізобетонных конструкций для разработки на их основе оптимального метода расчета анкеров.

The analysis of computation of facilities of connection of reinforced concrete constructions on different methods is conducted, it showed that they gave different values to bearing strength of anchors. A conclusion is done about the necessity of conducting of experimental researches with the purpose of receipt of statistical data about bearing one power of anchors of reinforced concrete constructions for development on their basis of optimum method of computation of anchors.

Застосування функції Гамільтона до визначення умов настання автобалансування

Доведена застосовність функції Гамільтона до вивчення кількості й необхідних умов стійкості усталених рухів системи, складеної з ротора і приєднаних до нього коригувальних вантажів. Ефективність метода показана на прикладі кульового (маятникового) автобалансира, який зрівноважує ротор, що здійснює плоский рух і встановлений на симетричні опори. Установлено, що на закритичних швидкостях обертання ротора стійкі тільки основні рухи системи – на яких ротор найбільш зрівноважений **автобалансир, ротор, дисбаланс, функція Гамільтона, стійкість**

Для зрівноважування на ходу роторів, що швидко обертаються, застосовуються пасивні автобалансири (АБ), такі як кульові, кільцеві, маятникові [1-5]. В них коригувальні вантажі (КВ) при певних умовах з часом самі приходять в положення, в якому зрівноважують ротор і потім обертаються разом з ним як одне ціле, поки не почне змінюватися дисбаланс, кутова швидкість обертання ротора, чи не з'являться збурення іншого походження.

Процес визначення умов настання автобалансування ускладнює велика кількість усталених рухів, які теоретично може здійснювати система. На практиці будуть здійснюватися тільки ті рухи, які стійкі. В зв'язку з цим необхідним етапом визначення умов настання автобалансування є пошук всіх усталених рухів системи ротор-АБ і оцінка їх стійкості. Огляд основних методів і результатів з розв'язання цієї задачі наведений у роботах [4,5]. Серед всіх методів виділяється підхід, застосований у роботах [2,3]. Перевагою цього підходу є те, що для його реалізації не треба складати диференціальні рівняння руху системи. У методі використовується аналог потенціальної енергії системи. З його допомогою, із застосуванням теореми Лежен-Діріхле, досліджувалася стійкість всіх усталених рухів системи ротор – двохкульовий АБ. Як було показано у роботах [5,6], цей підхід був застосований без належного теоретичного обґрунтування і як наслідок були одержані невірні результати про стійкість на закритичних швидкостях обертання ротора побічного руху системи, у якому кулі максимально відхилені у легкий бік ротора. В цій роботі розвивається новий підхід, заснований на використанні функції Гамільтона до дослідження кількості, умов існування і стійкості усталених рухів системи ротор-АБ.

Дослідимо теоретичну можливість застосування функції Гамільтона. Запишемо рівняння Лагранжа II роду для голономної системи із стаціонарними в'язями з N степенями вільності

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad /i = \overline{1, N}/, \quad (1)$$

де L - функція Лагранжа;

q_i, \dot{q}_i - узагальнені координати і швидкості;

Q_i - узагальнена сила, що відповідає непотенціальним силам.

Розглянемо

$$\frac{dL}{dt} = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \dot{q}_i + \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \ddot{q}_i \right) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \dot{q}_i \right) - \dot{q}_i Q_i \right].$$

Звідки знаходимо

$$\frac{d}{dt} \left(\sum_{i=1}^N \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \dot{q}_i - L \right) = \sum_{i=1}^N \dot{q}_i Q_i, \quad (2)$$

де враховано, що $\partial L / \partial t = 0$. Позначимо через

$$H^* = \sum_{i=1}^N \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \dot{q}_i - L \quad (3)$$

функцію Гамільтона, виражену через узагальнені координати і швидкості.

Для динамічних систем

$$L = T - \Pi = T_2 + T_1 + T_0 - \Pi,$$

де T_2, T_1, T_0 - складові кінетичної енергії, які є відповідно квадратичною, лінійною формою узагальнених швидкостей, і незалежною від цих швидкостей;

Π - потенціальна енергія системи.

З огляду на теорему Ейлера про однорідні функції одержимо:

$$H^* = T_2 + \Pi - T_0. \quad (4)$$

Будемо розглядати роторні системи, у яких:

- 1) ротор установлений на симетричні пружні опори (в яких сил опору немає);
- 2) ротор обертається із сталою кутовою швидкістю;
- 3) відносному рухові КВ перешкоджають сили в'язкого опору.

Узагальнені координати, що визначають рух системи, будемо вводити відносно рухомої системи координат, яка синхронно обертається разом з ротором. Тоді функції L, H^* не залежать від часу, $\sum_{i=1}^N \dot{q}_i Q_i = -2\Phi$, де Φ - позитивно визначена дисипативна

функція Релея, що залежить тільки від узагальнених швидкостей відносного руху приєднаних тіл.

Для систем, що розглядаються, маємо такий закон зміни функції Гамільтона:

$$dH^* / dt = -2\Phi. \quad (5)$$

На підставі (5) можна стверджувати, що на усталених рухах системи, на яких немає відносного руху КВ, функція Гамільтона H^* приймає екстремальне значення, і серед усіх можливих усталених рухів стійкими можуть бути тільки ті, на яких H^* приймає мінімальне значення.

Для пошуку усталених рухів системи треба використовувати функцію Гамільтона при нульових значеннях узагальнених швидкостей. Із використанням варіацій узагальнених координат можна показати, що рівняння усталених рухів матимуть вигляд

$$\partial \tilde{H}^* / \partial q_i = 0, \quad / i = \overline{1, n} / , \quad \tilde{H}^* = \Pi - T_0. \quad (6)$$

У більшості задач функція \tilde{H}^* не є позитивно визначеною. Тому можливі такі варіанти оцінки стійкості.

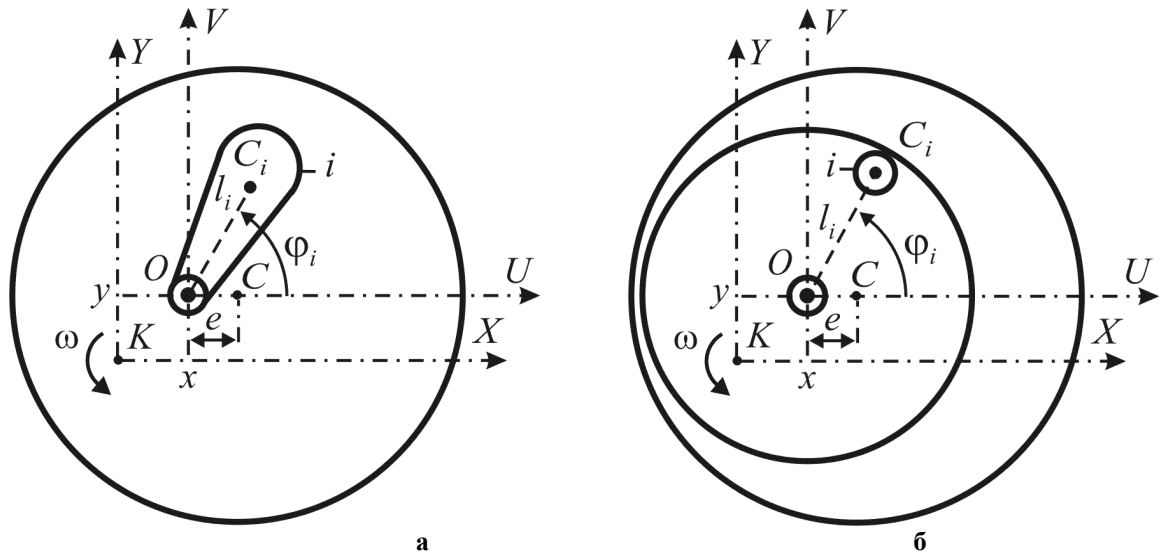
1) Порівняння значень функції \tilde{H}^* на різних усталених рухах. Серед всіх усталених рухів стійкими можуть бути тільки ті, на яких у функції \tilde{H}^* найменше значення.

2) Дослідження функції \tilde{H}^* на умовний екстремум при деяких додаткових обмеженнях, накладених на зміну координат. Оскільки нові в'язі не порушують

стійкості рухів системи, то за допомогою такого підходу можна одержувати необхідні умови стійкості, або достатні умови нестійкості усталених рухів.

Нижче розглядається приклад застосування запропонованого підходу до дослідження кількості, умов існування і стійкості усталених рухів системи, складеної з ротора і кульового або маятничового АБ.

Для дослідження динаміки системи прийнята так звана плоска модель ротора й АБ. У її рамках ротор – симетричний плоский диск маси M , насаджений з ексцентриситетом e на абсолютно жорсткий вал, перпендикулярний його площині (рис. 1). Ротор розташований вертикально, рухається плоскопаралельно в горизонтальній площині і обертається із сталою кутовою швидкістю ω . У випадку маятничового АБ (рис. 1, а) на вал ротора насаджено n маятників маси m_i , фізичної довжини l_i з осьовим моментом інерції J_{oi} відносно осі, на яку насаджено, $/i=\overline{1,n}/$. У випадку кульового АБ (рис. 1, б) n куль, масою m_i рухаються по кільцевих доріжках так, що відстань від осі вала ротора до центра мас кулі – l_i , причому кулі мають скінчений радіус і осьовий момент інерції кулі відносно осі вала ротора J_{oi} , $/i=\overline{1,n}/$.



а – маятничовий АБ, б – кульовий АБ

Рисунок 1 – Плоска модель ротора і АБ

Зв'яжемо з ротором допоміжну рухому систему координат – осі U, V . Перша вісь U проходить через вал – точку O і центр мас ротора – точку C . Друга вісь V проходить через точку O і перпендикулярна осі U . Положення маятників відносно ротора визначаються кутами ϕ_i , що відраховуються від осі U до лінії, що виходить з осі вала ротора і спрямована у бік центра мас КВ. Положення вала визначається координатами x, y відносно осей X, Y , що виходять з осі обертання – точки K і співнаправлені відповідно осям U, V . Поворотів маятника i навколо вала перешкоджає момент сил в'язкого опору $h_i \dot{\phi}_i$, і сила опору з таким же моментом перешкоджає руху кулі по доріжці. При нерухомому роторі вал суміщений з віссю обертання. У процесі руху вал (точка O) відхиляється від осі обертання (точки K) і на нього починають діяти оновлююча сила $-c\vec{r}$, де $\vec{r} = \overrightarrow{KO}$. Для розглянутої системи

$$\Pi = \frac{1}{2}c(x^2 + y^2), \quad \Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n h_i \dot{\phi}_i^2. \quad (7)$$

В усталених рухах відносний рух КВ припиняється і тому похідні дорівнюють нулеві. Система поводить ся як абсолютно тверде тіло, що обертається зі сталою кутовою швидкістю ω . Її кінетична енергія не містить узагальнених швидкостей і може бути подана у вигляді

$$T_0 = J_K \omega^2 / 2, \quad (8)$$

де J_K - осьовий момент інерції системи відносно осі обертання. У свою чергу

$$J_K = J_O + \sum_{i=1}^n J_{O_i} + M_{\Sigma}(x^2 + y^2) + 2x \left(\sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me \right) + 2y \sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i, \quad (9)$$

де $M_{\Sigma} = M + \sum_{i=1}^n m_i$ - маса всієї системи.

Тоді функція Гамільтона на усталеному русі має вигляд:

$$2\tilde{H}^* = (c - M_{\Sigma} \omega^2)(x^2 + y^2) - \omega^2 \left[J_O + \sum_{i=1}^n J_{O_i} \right] - 2x \omega^2 \left(\sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me \right) - 2y \omega^2 \sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i. \quad (10)$$

Ця функція узагальнює аналог потенціальної енергії, одержаної у роботах [6,7] і розповсюджує її на випадок АБ з різними КВ.

Рівняння усталених рухів системи мають вигляд

$$\frac{\partial \tilde{H}^*}{\partial x} = (c - M_{\Sigma} \omega^2)x - \omega^2 \left(\sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me \right) = 0, \quad \frac{\partial \tilde{H}^*}{\partial y} = (c - M_{\Sigma} \omega^2)y - \omega^2 \sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i = 0, \\ \frac{\partial \tilde{H}^*}{\partial \varphi_i} = m_i l_i \omega^2 (x \sin \varphi_i - y \cos \varphi_i) = 0, \quad / i = \overline{1, n} /. \quad (11)$$

Ці рівняння повністю збігаються із рівняннями, одержаними в роботах [4,5].

Усталені рухи є розв'язками системи алгебраїчних рівнянь (11). Вони наступні.

1) Сім'я основних рухів:

$$x = 0, \quad y = 0, \quad u = \sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me = 0, \quad v = \sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i = 0, \quad (12)$$

де u, v - параметри, що визначають незрівноваженість системи відносно осі вала ротора.

2) Побічні рухи

$$\varphi_i = \pi k_i, \quad / i = \overline{1, n} / , \quad y(k) = 0, \quad x(k) = \frac{\omega^2 [Me + s(k)]}{c - M_{\Sigma} \omega^2}, \quad s(k) = \sum_{i=1}^n m_i l_i (-1)^{k_i}, \quad (13)$$

де $k_i \in \{0, 1\}$, причому коли $k_i = 0$, то маятник i відхилений у бік центра мас ротора, а коли $k_i = 1$ - то у протилежний бік; k десяткове число, яке на одиницю більше за двійкове число $k_1 k_2 k_3, \dots, k_n$. Усього таких рухів 2^n .

Порівняємо значення функції Гамільтона на усталених рухах. На основному русі

$$2\tilde{H}^*(0) = -\omega^2 \left[J_O + \sum_{i=1}^n J_{O_i} \right]. \quad (14)$$

На побічних рухах

$$2\tilde{H}^*(k) = -\frac{\omega^4 [Me + s(k)]^2}{(c - M_{\Sigma} \omega^2)} - \omega^2 \left[J_O + \sum_{i=1}^n J_{O_i} \right]. \quad (15)$$

Розглянемо можливі випадки.

1) Обертання ротора з докритичними швидкостями $\omega < \omega_{кр} = \sqrt{c/M_{\Sigma}}$, $\omega_{кр}$ - критична швидкість обертання ротора з КВ як одного цілого. Тоді функція \tilde{H}^* приймає найменше можливе значення на першому побічному русі, для якого всі $k_i = 0$, тобто всі маятники відхилені у важкий бік ротора: $\tilde{H}^*(1) < \tilde{H}^*(k)$, $k \neq 1$. Тому тільки цей рух може бути стійким.

2) Обертання ротора з закритичними швидкостями $\omega > \omega_{кр} = \sqrt{c/M_{\Sigma}}$.

а) Ємності КВ вистачає для зрівноваження ротора: $Me \leq \sum_{i=1}^n m_i l_i$. Тоді для довільного побічного руху $\tilde{H}^*(0) < \tilde{H}^*(k)$, $k \neq 0$, тобто на основному русі \tilde{H}^* приймає мінімальне можливе значення і тому тільки цей рух може бути стійким.

б) Якщо ємності АБ не вистачає для зрівноважування ротора $Me \geq \sum_{i=1}^n m_i l_i$, то в основному русі всі маятники відхилені в легкий бік ротора і не можуть його зрівноважити. На цьому русі $k = 2^n$, усі $k_i = 1$ і $\tilde{H}^*(2^n) > \tilde{H}^*(k)$, $k \neq 2^n$, тому тільки цей основний рух може бути стійким.

Дослідимо \tilde{H}^* на умовний екстремум. Припускаємо, що виконуються перших два рівняння усталених рухів системи (11). Їх можна розглядати як в'язі, накладені на рух системи. Тоді функція \tilde{H}^* приводиться до вигляду:

$$2\tilde{H}^* = -\frac{\omega^4}{c - M_{\Sigma}\omega^2} \left[\left(\sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i \right)^2 \right]. \quad (16)$$

Уведемо позначення

$$f = \left(\sum_{i=1}^n m_i l_i \cos \varphi_i + Me \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n m_i l_i \sin \varphi_i \right)^2 = u^2 + v^2. \quad (17)$$

Зробимо такі зауваження:

1) якщо на усталеному русі функція f має мінімум, то цей рух може бути стійким на закритичних швидкостях обертання ротора;

2) якщо – максимум, то на докритичних;

3) якщо – неекстремальне значення (не мінімум і не максимум), то рух нестійкий на будь-яких швидкостях обертання ротора.

Функція f записана через параметри дисбалансу u, v має абсолютний мінімум на основних рухах, на яких $u = v = 0$.

Розглянемо функцію f як функцію кутів поворотів маятників у випадку двох маятників. Функція f приймає вигляд

$$f(\varphi_1, \varphi_2) = (u^2 + v^2)/2, \\ u = m_1 l_1 \cos \varphi_1 + m_2 l_2 \cos \varphi_2 + Me, \quad v = m_1 l_1 \sin \varphi_1 + m_2 l_2 \sin \varphi_2. \quad (18)$$

Зауважимо, що у системи два ізольованих істотно-відмінних основних рухи і на них $f(\varphi_1, \varphi_2)$ має ізольовані абсолютні мінімуми.

З рівняння (18) знаходимо

$$\frac{\partial^2 f(\varphi_1, \varphi_2)}{\partial \varphi_1^2} = a_{11} = m_1^2 l_1^2 - m_1 l_1 (u \cos \varphi_1 + v \sin \varphi_1), \\ \frac{\partial^2 f(\varphi_1, \varphi_2)}{\partial \varphi_2^2} = a_{22} = m_2^2 l_2^2 - m_2 l_2 (u \cos \varphi_2 + v \sin \varphi_2),$$

$$\frac{\partial^2 f(\varphi_1, \varphi_2)}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_2} = \frac{\partial^2 f(\varphi_1, \varphi_2)}{\partial \varphi_2 \partial \varphi_1} = a_{12} = a_{21} = m_1 l_1 m_2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1), \quad \Delta = a_{11} a_{22} - a_{12}^3. \quad (19)$$

1) На основному русі

$$a_{11} = m_1^2 l_1^2 > 0, \quad a_{22} = m_2^2 l_2^2 > 0, \quad a_{12} = a_{21} = m_1 l_1 m_2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1), \\ \Delta = a_{11} a_{22} - a_{12}^2 = m_1^2 l_1^2 m_2^2 l_2^2 \sin^2(\varphi_2 - \varphi_1) > 0.$$

Це відповідає мінімуму і тому основний рух може бути стійким тільки на закритичних швидкостях обертання ротора.

2) Побічні рухи.

а) На першому побічному русі $\varphi_1 = 0, \varphi_2 = 0$ і

$$a_{11} = -m_1 l_1 (m_2 l_2 + Me) < 0, \quad a_{22} = -m_2 l_2 (m_1 l_1 + Me) < 0, \quad a_{12} = m_1 l_1 m_2 l_2, \\ \Delta = Mem_1 l_1 m_2 l_2 (m_1 l_1 + m_2 l_2 + Me) > 0$$

Це відповідає максимуму і тому рух може бути стійким стійкий на докритичних швидкостях обертання ротора.

б) На другому побічному русі $\varphi_1 = 0, \varphi_2 = \pi$ і

$$a_{11} = -m_1 l_1 (-m_2 l_2 + Me), \quad a_{22} = m_2 l_2 (m_1 l_1 + Me), \quad a_{12} = -m_1 l_1 m_2 l_2, \\ \Delta = -Mem_1 l_1 m_2 l_2 (m_1 l_1 - m_2 l_2 + Me).$$

Розглянемо різні випадки.

i) $Me > m_2 l_2$ - рух завжди нестійкий.

ii) $m_2 l_2 > Me$ - можливі випадки:

- $m_2 l_2 < Me + m_1 l_1$ - рух завжди нестійкий;
- $m_2 l_2 > Me + m_1 l_1$ - рух може бути стійким на закритичних швидкостях. Але це основний рух. У ньому другий маятник має більшу балансувальну ємність ніж перший маятник і ротор разом.

Аналогічний результат можна одержати для третього побічного руху $\varphi_1 = \pi, \varphi_2 = 0$.

в) На четвертому побічному русі $\varphi_1 = \pi, \varphi_2 = \pi$ і

$$a_{11} = m_1 l_1 (-m_2 l_2 + Me), \quad a_{22} = m_2 l_2 (-m_1 l_1 + Me), \quad a_{12} = m_1 l_1 m_2 l_2, \\ \Delta = Mem_1 l_1 m_2 l_2 (-m_1 l_1 - m_2 l_2 + Me).$$

Розглянемо різні випадки.

i) Якщо $Me < m_1 l_1 + m_2 l_2$, то рух завжди нестійкий, тому що $\Delta < 0$.

ii) Якщо $Me < m_1 l_1 + m_2 l_2$, то $a_{11} > 0, a_{22} > 0, \Delta > 0$ - мінімум. Рух стійкий на закритичних швидкостях. Це - основний рух - випадок великого дисбалансу.

Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки:

1. Для роторів на симетричних пружних опорах, які зрівноважуються АБ, для визначення кількості, умов існування і стійкості усталених рухів ефективним є метод використання функції Гамільтона, як функції узагальнених координат і швидкостей.

2. На усталених рухах ця функція приймає екстремальне значення, а стійкими можуть бути тільки ті, на яких це мінімальне можливе значення.

3. У випадку багатокуюльового (багатомаятникового) АБ на докритичних швидкостях стійким є перший побічний рух, у якому всі КВ відхилені у важкий бік ротора, на закритичних швидкостях стійкими можуть бути тільки основні рухи (у яких ротор найбільше зрівноважений).

Список літератури

1. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 1 – Leblanc balancers // Machine Design, 1950a, Vol. 22 No 9, pp. 119-124.

2. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design, 1950b, Vol. 22 No 10, pp. 103-106.
3. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. -119 с.
4. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
5. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів пасивними автобалансирами. Дис... доктора техн. наук 05.02.09 – Динаміка та міцність машин / Національний техн. ун-т України "Київський політехнічний інститут", Київ, 2005. – 352 с.
6. Муйжнєк А.И. Исследование устойчивости автоматического динамического балансировщика // Ученые записки Рижского политехнического института. 1959. -1. Вып. 1. - С. 155-170.
7. Муйжнєк А.И. Некоторые вопросы теории автоматической динамической балансировки // Вопросы динамики и прочности. Вып. -6. Рига: Изд-во АН ЛатССР, 1959. - С. 123-145.

Доказана можливість застосування функції Гамильтона к изучению количества и необходимых условий устойчивости установившихся движений системы, составленной из ротора и присоединенных к нему корректирующих грузов. Эффективность метода показана на примере шарового (маятникового) автобалансира, уравнивающего ротор, совершающий плоское движение и установленный на симметричные опоры. Установлено, что на закритических скоростях вращения ротора устойчивы только основные движения системы – на которых ротор наиболее уравновешен.

Is proved possibility of application of the Hamilton's function to the study of quantity and terms of stability of the set motions of the system made from a rotor and added to him corrective masses . Efficiency of method is shown on the example of ball (pendulum) autobalancer which balancing a rotor on symmetric supports, accomplishing flat motion. It is set, that on speeds of rotation of rotor upper then critical speed only main motions of the system are steady – in which a rotor is most balanced on.

Дослідження міцності елементів різьби

В статті проведений аналіз причини руйнування елементів різьби болтових з'єднань пов'язаного з впливом відношення висоти гайки до діаметра гвинта $\frac{L}{d}$ та діаметра гвинта до кроку різьби $\frac{d}{S}$.
стержень, болт, гайка, різьба, з'єднання, міцність, зусилля.

В сучаснім машинобудуванні та сільськогосподарському виробництві широко використовуються різьбові з'єднання. На різьбові з'єднання діють статичні навантаження, які можуть викликати наступні види руйнування: розрив стержня болта, зминання та зріз різьби. Під дією осьової розтягуючої сили навантаження по робочих витках різьби розподіляється нерівномірно. Висновки з досліджень розподілу навантаження представлені в роботах [1, 2]. Вперше вирішив задачу для з'єднання утвореного безперервними витками різьби з урахуванням їх податливості Й.А. Биргера.

Дослідження виявили природу й ступінь нерівномірності розподілу навантаження по робочих витках різьби. Такий характер розподілу обумовлений тим, що осьове навантаження викликає в стержні болта й тілі гайки різні по величині, а в з'єднаннях типу болт — гайка й протилежні по знаку деформації. Це, а також деформація контактуючих витків різьблення приводять до змінної по висоті гайки інтенсивності розподілу осьових сил й концентрації навантаження на перших (вважаючи від опорного торця гайки) витках.

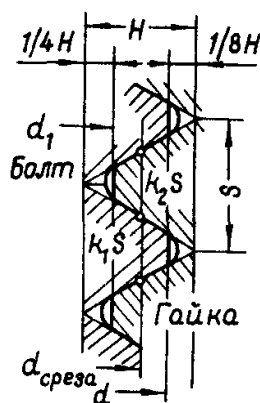


Рисунок 1 - До визначення рівномірності різьби і стержня болта на зріз.

Розглянемо міцність різьби трикутного профілю, який найбільш широко застосовується в різьбових з'єднаннях. Визначимо необхідну висоту гайки, виходячи з рівномірності стержня болта на розрив і зрізу різьби гайки. Очевидно, що зусилля, руйнуюче тіло болта, може бути визначено за формулою:

$$F_{\text{розрива}}^B = \sigma_B^B \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}, \quad (1)$$

де d_1 - номінальний внутрішній діаметр різьби;

σ_B^B - межа міцності матеріалу болта.

У тому випадку, коли стержень болта в місці переходу від нарізаної частини до циліндричної має кільцеву проточку, замість d_1 , у формулу для визначення руйнуючого зусилля підставляється її діаметр.

Зусилля, яке зрізає витки болта, рівне:

$$F_{зр}^B = \pi \cdot d_{зр} \cdot K_1 \cdot L \cdot \tau_{Bзр}^B, \quad (2)$$

де $d_{зр}$ - діаметр циліндричної поверхні зрізу витків;

K_1 - коефіцієнт повноти різьби болта (див.рис.1);

L - висота гайки;

$\tau_{Bзр}^B$ - межа міцності на зріз матеріалу болта.

Зусилля, яке зрізає витки гайки, відповідно рівне:

$$F_{зр}^G = \pi \cdot d_{зр} \cdot K_2 \cdot L \cdot \tau_{Bзр}^G, \quad (3)$$

де K_2 - коефіцієнт повноти різьби гайки;

$\tau_{Bзр}^G$ - межа міцності на зріз матеріалу гайки.

Інші величини мають ті ж значення, що і у попередньому випадку.

З рівності зрізаючих зусиль для витків болта і гайки знайдемо:

$$K_1 \cdot \tau_{Bзр}^B = K_2 \cdot \tau_{Bзр}^G. \quad (4)$$

З огляду на рисунок1 очевидно, що

$$K_1 \cdot S + K_2 \cdot S = S, \quad \text{або} \quad K_1 + K_2 = 1.$$

Розв'язуючи останні два рівняння, можна знайти вираз для визначення коефіцієнтів повноти різьби:

$$K_1 = \frac{\tau_{Bзр}^G}{\tau_{Bзр}^B + \tau_{Bзр}^G} \quad \text{і} \quad K_2 = \frac{\tau_{Bзр}^B}{\tau_{Bзр}^B + \tau_{Bзр}^G}. \quad (5)$$

Якщо приблизно прийняти $d_{зр} = d$, то зусилля зрізу витків різьби гайки дорівнює:

$$F_{зр} = \pi \cdot d_{зр} \cdot K_2 \cdot L \cdot \tau_{Bзр}^G = \pi \cdot d \cdot L \cdot \frac{\tau_{Bзр}^B \cdot \tau_{Bзр}^G}{\tau_{Bзр}^B + \tau_{Bзр}^G}. \quad (6)$$

Умова рівноміцності стержня болта і різьби гайки може бути записано в наступному вигляді

$$F_{руйн.} = F_{зр}, \quad (7)$$

або

$$\sigma_B^B \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \pi \cdot d \cdot L \cdot \frac{\tau_{Bзр}^B \cdot \tau_{Bзр}^G}{\tau_{Bзр}^B + \tau_{Bзр}^G}, \quad (8)$$

звідси

$$L = \frac{\sigma_B^B \cdot d_1^2 \cdot (\tau_{Bзр}^B + \tau_{Bзр}^G)}{4 \cdot d \cdot \tau_{Bзр}^B \cdot \tau_{Bзр}^G}, \quad (9)$$

або

$$L = \frac{1}{4} \cdot \frac{d_1^2}{d^2} \cdot \frac{\sigma_B^B \cdot (\tau_{Bзр}^B + \tau_{Bзр}^G)}{\tau_{Bзр}^B \cdot \tau_{Bзр}^G}. \quad (10)$$

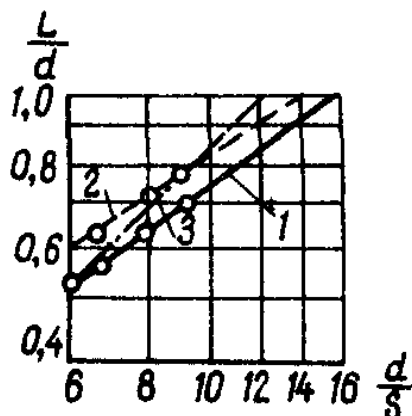
Враховуючи, що для метричної різьби

$$\frac{d_1^2}{d^2} = (1 - 1.08 \frac{S}{d}), \quad (11)$$

отримаємо:

$$\frac{L}{d} = \frac{1}{4} \cdot (1 - 1.08 \frac{S}{d}) \cdot \frac{\sigma_B^B \cdot (\tau_{Bzp}^B + \tau_{Bzp}^G)}{\tau_{Bzp}^B \cdot \tau_{Bzp}^G} \quad (12)$$

На рис.2 представлені криві, визначаючи значення $\frac{L}{d}$ в залежності від $\frac{d}{S}$, висота гайки при малих кроках різби (відношення $\frac{L}{d}$) значно менше прийнятого стандартного значення і становить $0,52d$, а при збільшених кроках відношення $\frac{L}{d}$ збільшується до 1 і більше.



1 - гайка із звичайним розміром під ключ; 2 - гайка із зменшеним розміром під ключ (σ_B болта = 800...900 МПа; σ_B гайки = 600...700 МПа); 3 - гайка із звичайним розміром під ключ (σ_B болта = 420...600 МПа)

Рисунок 2 - Відносна висота гайки L/d , яка необхідна для рівномірності різби і стержня болта:

При співвідношеннях, справедливих для метричних стандартних різб, і однакових матеріалах болта і гайки можна отримати, $\frac{L}{d} = 0.8$, або $L = 0.8 \cdot d$, що відповідає висоті стандартних гайок.

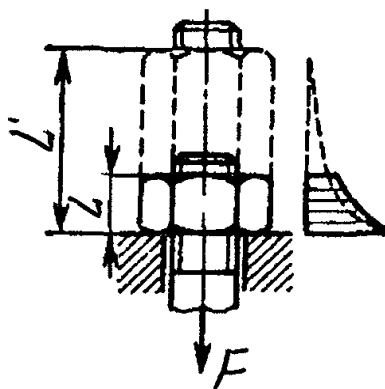


Рисунок 3 - Картина розподілу навантаження по витках різби.

З рис.3 можна зробити висновок, що для з'єднання типу болт – гайка збільшення висоти гайки практично не впливає на характер розподілу навантаження.

Список літератури

1. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных вузов /Под ред. проф. В.А. Добровольского. – М.: Машиностроение, 1972. – 502 с..
2. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

В статті проведений аналіз причини руйнування елементів різьби болтових з'єднань пов'язаного з впливом відношення висоти гайки до діаметра гвинта $\frac{L}{d}$ та діаметра гвинта до кроку різьби $\frac{d}{S}$.

In the article there is the conducted analysis of reason of destruction of elements of screw-thread of screw-bolt connections of related to influencing relation of height of nut to the diameter of screw $\frac{L}{d}$ and diameter of screw to the step of screw-thread $\frac{d}{S}$.

Зрівноважування ротора з нерухомою точкою пасивними автобалансирами. Постановка задачі

Ставиться задача з визначення умов настання автобалансування при зрівноважуванні ротора з нерухомою точкою пасивним автобалансином. Виводяться диференціальні рівняння руху системи ротор-автобалансир. Класифікуються випадки, що підлягають розглядові.
автобалансир, ротор, дисбаланс, коригувальний вантаж

Для зрівноважування на ходу роторів, чий дисбаланс змінюється в процесі експлуатації, застосовуються пасивні автобалансири (АБ) [1-3]. У роботі [2] були запропоновані два наближених методи визначення критичних швидкостей системи ротор-АБ. У роботах [2,3] була показана ефективність першого методу, заснованого на критерії настання автобалансування. Цей критерій дозволяє приблизно визначати критичні швидкості системи ротор-АБ без врахування конкретного виду АБ, але з урахуванням розташування площини корекції. Тому з його допомогою одержуються узагальнені критичні швидкості, придатні для всіх типів АБ. Другий метод ґрунтується на критерії стійкості основного руху системи (у якому ротор зрівноважений або усунуте відхилення вала від осі обертання). Він дозволяє більш точно визначати критичні швидкості, оскільки враховує конкретний тип АБ і дисбаланс, що зрівноважується. У цій роботі ставиться задача по застосуванню цього критерію до ротора з нерухомою точкою, що зрівноважується пасивним АБ.

Для визначення умов настання автобалансування будемо використовувати критерій стійкості основного руху [2,3]: для стійкості основного руху системи ротор-АБ необхідно і достатньо, щоб точка на подовжній осі ротора, що знаходиться в площині корекції АБ, під дією елементарного дисбалансу, викликаного відхиленням КВ або коригувальної маси (КМ) від основного руху, відхилялася від основного руху (у відповідному усталеному русі) у середньому за один оберт ротора, протилежно векторові елементарного дисбалансу:

$$\bar{r}_{De} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{e}(\varphi) \cdot \Delta \bar{r}_D(\varphi) d\varphi = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \bar{e}(t) \cdot \Delta \bar{r}_D(t) dt < 0, \quad (1)$$

де $\Delta \bar{r}_D$ - відхилення від основного руху точки D , викликане елементарним дисбалансом \bar{s} , спрямованим як вектор \bar{e} ;

\bar{r}_{De} - усереднена за один оберт ротора проекція вектора $\Delta \bar{r}_D$ на напрямок \bar{e} ;

φ - кут повороту ротора;

ω - кутова швидкість обертання ротора;

t - час.

На рис. 1, а показана схема ротора з нерухомою точкою на несиметричних (анізотропних) в'язко-пружних опорах. Впливом сил ваги будемо нехтувати.

Припускаємо, що в основному русі системи АБ певного типу усунув відхилення вала від осі обертання. При цьому точка D рухається за законом $\bar{r}_{D_0}(t) = 0$. Відповідно до критерію розглядаємо ротор - 1, дисбаланс - 2 і КВ - 3 як одне тверде ціле (рис. 1, б). При цьому утвориться деякий складений ротор, з новими масо-інерційними характеристиками.

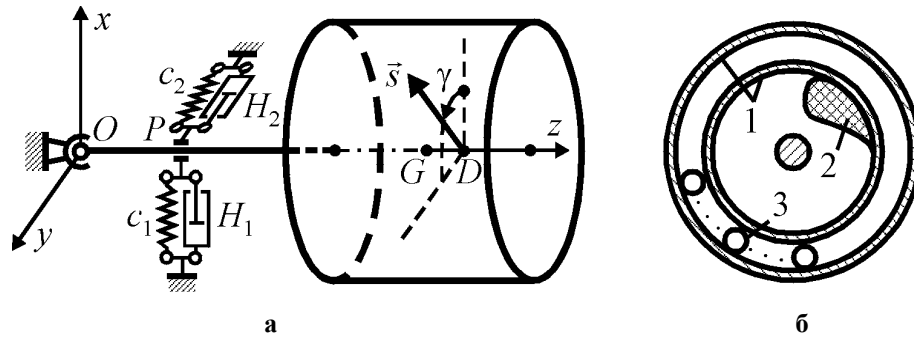


Рисунок 1 – Схема ротора з нерухомою точкою

Площина корекції АБ знаходиться на відстані $d = |OD|$ від нерухомої точки. Дисбаланс, що зрівноважується, може бути статичним, моментним або динамічним, причому площина статичного дисбалансу може не збігатися з площиною корекції АБ. Через елементарне відхилення КВ від основного руху виникає елементарний дисбаланс \vec{s} , що знаходиться в площині корекції АБ і виходить із точки D . У загальному випадку напрямок цього дисбалансу в площині корекції довільний, тому для визначення цього напрямку введемо кут $\gamma \in [0, 2\pi)$. Під дією дисбалансу точка D відхилиться від осі обертання системи і в усталеному русі буде рухатися за періодичним законом $\vec{r}_D(t)$. Вектор елементарного дисбалансу також буде змінюватися за періодичним законом $\vec{s}(t)$. Оскільки $\Delta \vec{r}_D = \vec{r}_D - \vec{r}_{D_0} = \vec{r}_D$, то математично критерій стійкості основного руху (1) запишеться в наступному вигляді

$$\bar{r}_{De} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \vec{e}(\varphi) \cdot \vec{r}_D(\varphi) d\varphi = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \vec{e}(t) \cdot \vec{r}_D(t) dt < 0. \quad (2)$$

Будемо складати диференціальні рівняння руху системи відносно нерухомих осей x, y, z (рис. 1). Вісь z спрямована по осі вала при відсутності обертання, а осі x, y по головних напрямках жорсткостей опор. Не обмежуючи загальності, можна вважати, що в початковий момент часу система займала положення, у якому осі x, y, z - головні і відносно них осьові моменти інерції системи (складеного ротора) A, B, C розташовані в порядку зростання ($A \leq B \leq C$ - короткий або сферичний відносно точки O ротор) або спадання ($A \geq B \geq C$ - довгий відносно точки O ротор). Рух системи навколо нерухомої точки задається трьома послідовними поворотами. Для їхнього задання будемо використовувати допоміжні осі (рис. 2). Нижче приведена послідовність поворотів і відповідний перехід одних осей в інші:

$$Ox_1y_1z_1 \xrightarrow{\alpha} Ox_1y_1z_1 \xrightarrow{\beta} O\xi\eta\zeta \xrightarrow{\varphi=\omega t} Ox_2y_2z_2. \quad (3)$$

Зауважимо, що положення власної осі обертання ротора ζ задається кутами Резаля α, β і система (умовно, без врахування відносного руху КВ) має дві відповідні ступені вільності. Допоміжні осі $O\xi\eta\zeta$ виходять з осей $Ox_1y_1z_1$ після поворотів на кути Резаля, як це показано на рис. 2, а.

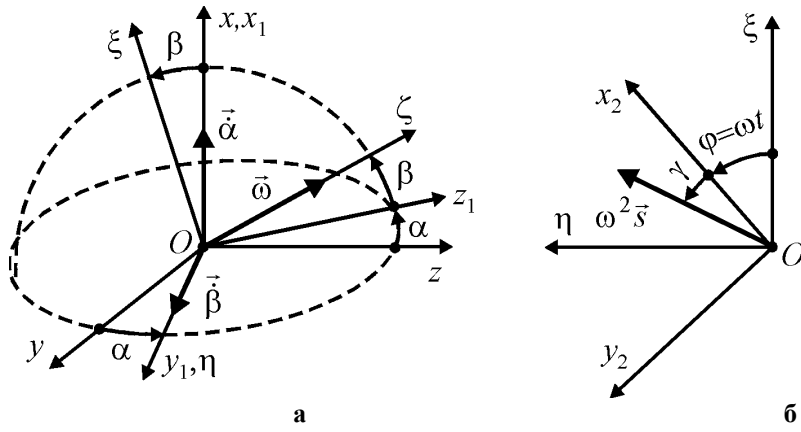


Рисунок 2 – Схема руху системи

Для одержання двох диференціальних рівнянь руху системи скористаємося теоремою про зміну моменту кількості руху системи, складеної відносно нерухомих осей x, y :

$$\frac{d}{dt} K_x = M_x^{(e)}, \quad \frac{d}{dt} K_y = M_y^{(e)}, \quad (4)$$

де K_x, K_y - моменти кількості руху системи відносно осей x, y ;

$M_x^{(e)}, M_y^{(e)}$ - головні моменти зовнішніх сил відносно осей x, y .

Рівняння (4) зручніше складати з використанням комплексних чисел:

$$\frac{d}{dt} K_O = M_O^{(e)}, \quad K_O = K_x + iK_y, \quad M_O^{(e)} = M_x^{(e)} + iM_y^{(e)}. \quad (5)$$

Визначимо спочатку \vec{K}_O в проекціях на допоміжні осі $O\xi\eta\zeta$. У проекціях на ці осі тензор інерції і вектор кутової швидкості обертання системи мають вигляд

$$J_{\xi\eta\zeta} = \begin{pmatrix} J_\xi & -J_{\xi\eta} & 0 \\ -J_{\xi\eta} & J_\eta & 0 \\ 0 & 0 & J_\zeta \end{pmatrix}, \quad \vec{\omega} = \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \cos \beta \\ \dot{\beta} \\ \omega + \dot{\alpha} \sin \beta \end{pmatrix} \approx \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \omega \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Тоді момент кількості руху системи відносно точки O у проекціях на ці осі має вигляд

$$\vec{K}_O = J_{\xi\eta\zeta} \cdot \vec{\omega} = \begin{pmatrix} \dot{\alpha} J_\xi - \dot{\beta} J_{\xi\eta} \\ \dot{\beta} J_\eta - \dot{\alpha} J_{\xi\eta} \\ \omega J_\zeta \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Проекції цього моменту на нерухомі осі x, y :

$$K_x = K_\xi \cos \beta + K_\zeta \sin \beta \approx K_\xi + K_\zeta \beta \approx \dot{\alpha} J_\xi - \dot{\beta} J_{\xi\eta} + \beta \omega J_\zeta,$$

$$K_y = K_\eta \cos \alpha - K_\zeta \cos \beta \sin \alpha + K_\xi \sin \beta \sin \alpha \approx K_\eta - \alpha K_\zeta \approx \dot{\beta} J_\eta - \dot{\alpha} J_{\xi\eta} - \alpha \omega J_\zeta. \quad (8)$$

Оскільки

$$J_{x_2 y_2 z_2} = \begin{pmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & C \end{pmatrix}, \quad J_\xi = \frac{A+B}{2} + \frac{A-B}{2} \cos 2\omega t, \quad J_\eta = \frac{A+B}{2} - \frac{A-B}{2} \cos 2\omega t, \quad (9)$$

$$J_{\xi\eta} = -\frac{A-B}{2} \sin 2\omega t,$$

то в проекціях на осі $Oxyz$:

$$K_x \approx \dot{\alpha} \left(\frac{A+B}{2} + \frac{A-B}{2} \cos 2\omega t \right) + \dot{\beta} \frac{A-B}{2} \sin 2\omega t + \beta \omega C,$$

$$K_y \approx \dot{\beta} \left(\frac{A+B}{2} - \frac{A-B}{2} \cos 2\omega t \right) + \dot{\alpha} \frac{A-B}{2} \sin 2\omega t - \alpha \omega C. \quad (10)$$

Введемо в розглядання комплексні змінні

$$q = \alpha + i\beta, \quad \bar{q} = \alpha - i\beta. \quad (11)$$

Тоді в комплексному вигляді

$$K_O = K_x + iK_y = \dot{q} \frac{A+B}{2} + \dot{\bar{q}} \frac{A-B}{2} e^{2i\omega t} - i\dot{q}\omega C. \quad (12)$$

З огляду на (12) знаходимо ліву частину теореми (5):

$$\frac{dK_O}{dt} = \ddot{q} \frac{A+B}{2} + \ddot{\bar{q}} \frac{A-B}{2} e^{2i\omega t} + i\dot{\bar{q}}\omega(A-B)e^{2i\omega t} - i\dot{q}\omega C. \quad (13)$$

Знаходимо праву частину теореми (5). Моменти зовнішніх сил, що діють на систему, утворюються силами, що виникають від реакцій опор і від сили, створюваної елементарним дисбалансом. Знайдемо спочатку моменти, створювані опорними реакціями. З рис.1 знаходимо вектори переміщення і швидкості точки P , у якій знаходяться опори, у проекціях на осі $Oxyz$:

$$\begin{aligned} \vec{r}_P &= (b \sin \beta, -b \sin \alpha \cos \beta, b \cos \alpha \cos \beta)^T \approx (b\beta, -b\alpha, b)^T, \\ \vec{v}_P &= \dot{\vec{r}}_P \approx (b\dot{\beta}, -b\dot{\alpha}, 0)^T, \quad b = |OP|. \end{aligned} \quad (14)$$

Сили пружності і в'язкого тертя, створювані анізотропними опорами, мають у проекціях на нерухомі осі наступний вид:

$$\vec{F}_c \approx (-c_1 b \dot{\beta}, c_2 b \dot{\alpha}, 0)^T, \quad \vec{F}_h \approx (-H_1 b \dot{\beta}, H_2 b \dot{\alpha}, 0)^T, \quad (15)$$

де $c_i, H_i, /i=1,2/$ - коефіцієнти жорсткості і демпфірування опор.

Ці сили створюють відносно осей x, y наступні моменти:

$$\vec{M}_O^{(\text{sup})} = \vec{r}_P \times \vec{F}_c + \vec{r}_P \times \vec{F}_h, \quad M_x^{(\text{sup})} = -H_2 b^2 \dot{\alpha} - c_2 b^2 \alpha, \quad M_x^{(\text{sup})} = -H_1 b^2 \dot{\beta} - c_1 b^2 \beta. \quad (16)$$

Можна показати, що через малість елементарного дисбалансу він майже не впливає на масу й осьові моменти інерції ротора і його дія виявляється тільки через відцентрові сили інерції. При малих кутах Резаля проекції на нерухомі осі складових сил і моментів, викликаних дисбалансом, приблизно визначаються так:

$$\begin{aligned} F_{Dx}^{(s)} &= s\omega^2 \cos \omega t, \quad F_{Dy}^{(s)} = s\omega^2 \sin \omega t, \\ M_x^{(s)} &= -F_{Dy}^{(s)} z_D \approx -sd\omega^2 \sin \omega t, \quad M_y^{(s)} = F_{Dx}^{(s)} z_D \approx sd\omega^2 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (17)$$

З врахуванням (16), (18) знаходимо:

$$\begin{aligned} M_x^{(e)} &= M_x^{(\text{sup})} + M_x^{(s)} = -sd\omega^2 \sin \omega t - H_2 b^2 \dot{\alpha} - c_2 b^2 \alpha, \\ M_y^{(e)} &= M_y^{(\text{sup})} + M_y^{(s)} = sd\omega^2 \cos \omega t - H_1 b^2 \dot{\beta} - c_1 b^2 \beta. \end{aligned} \quad (18)$$

Введемо в розглядання узагальнені коефіцієнти жорсткості і в'язкості опор і новий параметр \tilde{s} :

$$k_1 = c_2 b^2, \quad k_2 = c_1 b^2, \quad h_1 = H_2 b^2, \quad h_2 = H_1 b^2, \quad \tilde{s} = sd\omega^2. \quad (19)$$

Тоді, у комплексному вигляді ліва частина теореми (5) має вигляд:

$$M_O^{(e)} = M_x^{(e)} + iM_y^{(e)} = i\tilde{s} e^{i\gamma} e^{i\omega t} - \frac{h_1 + h_2}{2} \dot{q} - \frac{h_1 - h_2}{2} \dot{\bar{q}} - \frac{k_1 + k_2}{2} q - \frac{k_1 - k_2}{2} \bar{q}. \quad (20)$$

З огляду на (5), (13), (20) одержимо наступні два (комплексно-спряжених) диференціальних рівняння руху системи в комплексному вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{q} \frac{A+B}{2} + \ddot{\bar{q}} \frac{A-B}{2} e^{2i\omega t} + i\dot{\bar{q}}\omega(A-B)e^{2i\omega t} - i\dot{q}\omega C + \\ + \frac{h_1 + h_2}{2} \dot{q} + \frac{h_1 - h_2}{2} \dot{\bar{q}} + \frac{k_1 + k_2}{2} q + \frac{k_1 - k_2}{2} \bar{q} = i\tilde{s} e^{i\gamma} e^{i\omega t}, \end{aligned}$$

$$\ddot{q} \frac{A+B}{2} + \ddot{\bar{q}} \frac{A-B}{2} e^{-2i\omega t} - i\dot{q}\omega(A-B)e^{-2i\omega t} + i\dot{\bar{q}}\omega C + \frac{h_1+h_2}{2} \dot{q} + \frac{h_1-h_2}{2} \dot{\bar{q}} + \frac{k_1+k_2}{2} \bar{q} + \frac{k_1-k_2}{2} q = -i\tilde{s} e^{-i\gamma} e^{-i\omega t}. \quad (21)$$

Якщо опори симетричні (ізотропні), то:

$$k_1 = k_2 = k, \quad h_1 = h_2 = h. \quad (22)$$

Відповідні диференціальні рівняння руху системи мають вигляд:

$$\ddot{q} \frac{A+B}{2} + \ddot{\bar{q}} \frac{A-B}{2} e^{2i\omega t} + i\dot{q}\omega(A-B)e^{2i\omega t} - i\dot{\bar{q}}\omega C + h\dot{q} + kq = i\tilde{s} e^{i\gamma} e^{i\omega t},$$

$$\ddot{\bar{q}} \frac{A+B}{2} + \ddot{q} \frac{A-B}{2} e^{-2i\omega t} - i\dot{q}\omega(A-B)e^{-2i\omega t} + i\dot{\bar{q}}\omega C + h\dot{\bar{q}} + k\bar{q} = -i\tilde{s} e^{-i\gamma} e^{-i\omega t}. \quad (23)$$

Якщо ротор осесиметричний, то $A = B$ і диференціальні рівняння руху системи мають вигляд:

$$\ddot{q}A - i\dot{q}\omega C + \frac{h_1+h_2}{2} \dot{q} + \frac{h_1-h_2}{2} \dot{\bar{q}} + \frac{k_1+k_2}{2} q + \frac{k_1-k_2}{2} \bar{q} = i\tilde{s} e^{i\gamma} e^{i\omega t},$$

$$\ddot{\bar{q}}A + i\dot{\bar{q}}\omega C + \frac{h_1+h_2}{2} \dot{\bar{q}} + \frac{h_1-h_2}{2} \dot{q} + \frac{k_1+k_2}{2} \bar{q} + \frac{k_1-k_2}{2} q = -i\tilde{s} e^{-i\gamma} e^{-i\omega t}. \quad (24)$$

Випадок осесиметричного ротора вивчений у роботах [2,3]. Тому розгляді підлягає загальний випадок і випадок несиметричного ротора на симетричних опорах. Послідовність подальших досліджень описана в роботах [2,3]. Помітимо, що диференціальні рівняння руху системи (22)-(24) не залежать у явному вигляді від виду АБ, що зрівноважує ротор, а залежать – опосередковано – від осьових моментів інерції складеного ротора. Тому умови настання автобалансування в такий же спосіб будуть залежати від типу автобалансира.

Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки.

1. Інженерний критерій стійкості основного руху дозволив розділити задачу визначення критичних швидкостей системи ротор-АБ на дві частини. Перша частина дозволяє одержувати узагальнені критичні швидкості, як функції головних осьових моментів інерції A, B, C складеного ротора. Друга частина полягає в пошуку головних осьових моментів інерції системи, що дозволяє врахувати в явному вигляді залежність критичних швидкостей від типу АБ і дисбалансів, що зрівноважуються.

2. З огляду на те, що дисбаланс ротора й АБ порушують симетрію складеного ротора, практичний інтерес представляють загальний випадок ротора з нерухомою точкою і випадок цього ротора на симетричних опорах.

Список літератури

1. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. -119 с.
2. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
3. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів пасивними автобалансирами. Дис... доктора техн. наук 05.02.09 – Динаміка та міцність машин / Національний техн. ун-т України "Київський політехнічний інститут", Київ, 2005. – 352 с.

Ставится задача по определению условий наступления автобалансировки при уравнивании ротора с неподвижной точкой пассивным автобалансиrom. Выводятся дифференциальные уравнения движения системы ротор-автобалансиr. Классифицируются случаи, подлежащие рассмотрению.

A task on determination of terms of offensive of autobalancing at balancing of rotor with an immobile point is put by a passive autobalancers. Is obtained differential equations of motion of the system rotor-autobalancer. The cases subject to consideration are classified.

Н.Н. Якименко, канд. ф-м. наук

Кировоградский национальный технический университет

О.П. Червинко, канд. ф-м. наук

Институт механики НАНУ, г. Киев

Силовой гармонический антиплоский сдвиг вязкоупругой призмы с цилиндрическим включением

В рамках теории связанной термовязкоупругости дана постановка задачи о колебаниях и виброразогреве прямоугольной призмы с цилиндрическим включением при антиплоском силовом сдвиге. Рассмотрены случаи жесткого и мягкого включений. Изучена кинетика виброразогрева и особенности полей напряжений и температуры.

прямоугольная призма, включение, виброразогрев

Элементы конструкций и изделия из полимерных материалов в процессе эксплуатации подвергаются различного рода механическим и тепловым воздействиям. Одним из наиболее распространенных видов нагружения является циклическое нагружение. Вследствие таких специфических особенностей полимеров, как значительные гистерезисные потери, высокая чувствительность механических характеристик к температуре и низкая теплопроводность, возникает необходимость учета одного из наиболее важных термомеханических эффектов – диссипативного виброразогрева [1]. Интенсивность виброразогрева и характер распределения температуры зависит также от наличия концентраторов напряжений. Тела с концентраторами напряжений можно разделить на две группы. К первой из них относятся элементы конструкций, имеющие нерегулярности формы типа отверстий, надрезов, включений и т.п. В их окрестности под действием эксплуатационных циклических нагрузок формируются высокие уровни напряжений. Вместе с ними возрастают риски возникновения усталостных трещин или зон диссипативного разогрева, снижающих несущую способность деталей. Ко второй группе объектов относятся изделия, которые подвергаются обработке с помощью ультразвуковой сварки. В частности, наполнителями или армирующими элементами композитов на полимерной основе могут быть дисперсные частицы, волокна и т.п. При ультразвуковой сварке композитов вследствие концентрации напряжений в окрестности армирующих элементов возможен локальный перегрев и термическая деструкция полимерной матрицы. С другой стороны, средняя объемная температура композита в зоне сварки может оказаться недостаточной для формирования сварного соединения. Поэтому исследование таких процессов играет важную роль в определении рациональных технологических приемов и параметров, обеспечивающих оптимальное соотношение локальных и усредненных значений температуры виброразогрева [2].

Изучается напряженно-деформированное состояние и виброразогрев вязкоупругой призмы квадратного сечения $|x| \leq a$, $|y| \leq a$ с цилиндрическим включением радиуса r . Четверть призмы $0 \leq x \leq a$, $0 \leq y \leq a$ показана на рис. 1а. Призма подвергается квазистатическому гармоническому силовому сдвигу из плоскости xOy с амплитудой сдвигового напряжения σ_0 .

Постановка задачи включает уравнения колебаний и теплопроводности [1]

$$\operatorname{div} \tilde{\sigma} = 0, \quad (1)$$

$$c_v \dot{\theta} = \operatorname{div}(k \operatorname{grad} \theta) + \bar{D}', \quad (2)$$

определяющие уравнения

$$\tilde{s} = 2\tilde{G}\tilde{e}, \quad \tilde{\sigma}_{kk} = 3\tilde{K}\tilde{\varepsilon}_{kk}, \quad \bar{D}' = \beta \frac{\omega}{2} \operatorname{Im}(\tilde{\sigma} : \tilde{\varepsilon}^*). \quad (3)$$

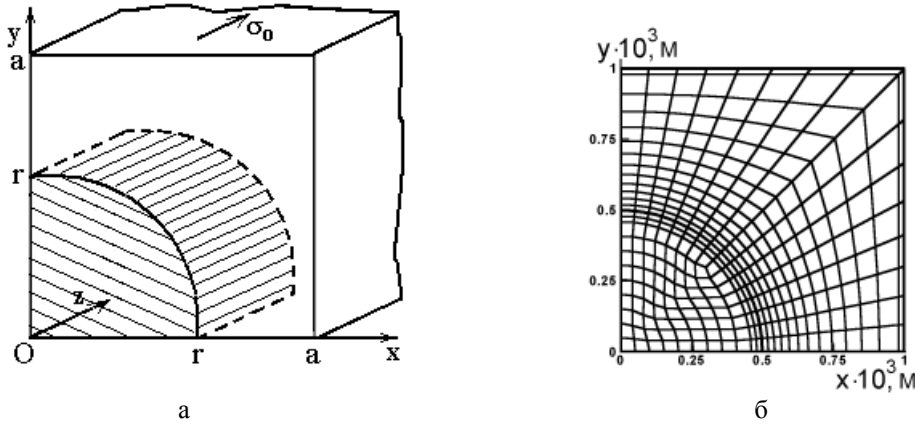


Рисунок 1 – Напряженно-деформированное состояние и виброразогрев вязкоупругой призмы квадратного сечения

В соотношениях (1) – (3) $\tilde{\sigma}_{ij}$ и $\tilde{\varepsilon}_{ij}$ – комплексные амплитуда тензоров напряжения и деформации, $\tilde{\sigma}_{ij} = \sigma'_{ij} + i\sigma''_{ij}$, $\tilde{\varepsilon}_{ij} = \varepsilon'_{ij} + i\varepsilon''_{ij}$; \tilde{s}_{ij} и \tilde{e}_{ij} – соответствующие им комплексные амплитуды девиаторов; \tilde{u}_i – вектор амплитуды перемещения; θ – температура; \tilde{G} и \tilde{K} – комплексные модули сдвига и объемного сжатия, $\tilde{G} = G' + iG''$, \bar{D}' – средняя за период объемная скорость диссипации механической энергии; $\tilde{\varepsilon}_{ij}^*$ – величина, комплексно сопряженная амплитуде деформации $\tilde{\varepsilon}_{ij}$; β – доля диссипированной энергии, перешедшая в тепло, $0 \leq \beta \leq 1$; ω – частота нагружения; c_v и k – коэффициенты объемной теплоемкости и теплопроводности, соответственно.

Соотношения (1)-(3) должны быть дополнены граничными (механическими и тепловыми) и начальным условием (для температуры).

Граничные и начальное условия для температуры имеют вид

$$\begin{aligned} \mp k \theta_{,x} &= \alpha(\theta - \theta_c), \quad x = \pm a, \\ \mp k \theta_{,y} &= \alpha(\theta - \theta_c), \quad y = \pm a \\ \theta &= \theta_0 \text{ при } t = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь θ_c – температура окружающей среды, α – коэффициент теплоотдачи.

Механические граничные условия для перемещений и напряжений в рассматриваемом нами случае силового антиплоского сдвига – сдвига вдоль включения в направлении оси Oz – имеют вид

$$\tilde{\sigma}_{yx} = \tilde{\sigma}_{yy} = 0, \quad \tilde{\sigma}_{yz} = \sigma_0, \quad y = \pm a, \quad (5)$$

$$\tilde{\sigma}_{xy} = \tilde{\sigma}_{xx} = \tilde{\sigma}_{xz} = 0, \quad y = \pm a, \quad (6)$$

Здесь σ_0 – амплитуда возбуждения.

Такие граничные условия отвечают деформации призмы прямоугольного сечения, сдвигаемой в направлении z антисимметрично относительно плоскости xOz

постоянным сдвиговым напряжением σ_0 . При этом в призме возникает состояние сдвига в плоскости yOz . Для этого состояния выполняются следующие условия

$$\tilde{\sigma}_{xx} = \tilde{\sigma}_{yy} = \tilde{\sigma}_{zz} = \tilde{\sigma}_{xy} = 0; \quad \tilde{u}_x = \tilde{u}_y = 0, \quad \tilde{u}_z = \tilde{u}_z(x, y). \quad (7)$$

С учетом (7) уравнения квазистатического равновесия (1) принимают вид

$$\frac{\partial \tilde{\sigma}_{xz}}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \tilde{\sigma}_{yz}}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \tilde{\sigma}_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\sigma}_{yz}}{\partial y} = 0. \quad (8)$$

Обозначим $\tilde{u}_z = \tilde{\psi}(x, y)$, тогда для напряжений имеем $\tilde{\sigma}_{xz} = \tilde{G} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial x}$, $\tilde{\sigma}_{yz} = \tilde{G} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial y}$,

и задача (1), (3), (5), (6) в терминах функции $\tilde{\psi}$ приобретает вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\tilde{G} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\tilde{G} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial y} \right) = 0; \quad (9)$$

$$\frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial x} = 0, \quad x = a;$$

$$\tilde{G} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial y} = \sigma_0, \quad y = a; \quad (10)$$

$$\tilde{\psi} = 0, \quad y = 0.$$

Задача (1) – (10) решается численно методом конечных элементов [3] с использованием шаговых по времени методов.

Решение находится из условий стационарности лагранжевых функционалов

$$\delta \tilde{\mathcal{E}} = 0, \quad \delta I = 0,$$

$$\tilde{\mathcal{E}} = \int_V (\tilde{\sigma}_{ij} \tilde{\varepsilon}_{ij} - \tilde{b}_i \tilde{u}_i) dv - \int_S \tilde{f}_i \tilde{u}_i ds,$$

$$I = \frac{1}{2} \int_V \left[k \theta_{,i} \theta_{,i} + 2 \int_{\theta_0}^{\theta} c_v \dot{\theta} d\theta - 2 \theta \bar{D}' \right] dv + \frac{1}{2} \int_S \gamma (\theta - 2 \theta_c) \theta ds.$$

Используется восьмиузловой изопараметрический четырехугольный элемент с квадратичной аппроксимацией перемещений и температуры. Разбивка области на элементы показана на рис. 1б.

В проводимых ниже расчетах в качестве материала призмы используется полиметилметакрилат (ПММА). Температурные зависимости физико-механических характеристик ПММА приведены в работах [4, 5, 6]. Они показаны на рисунках 2а-в.

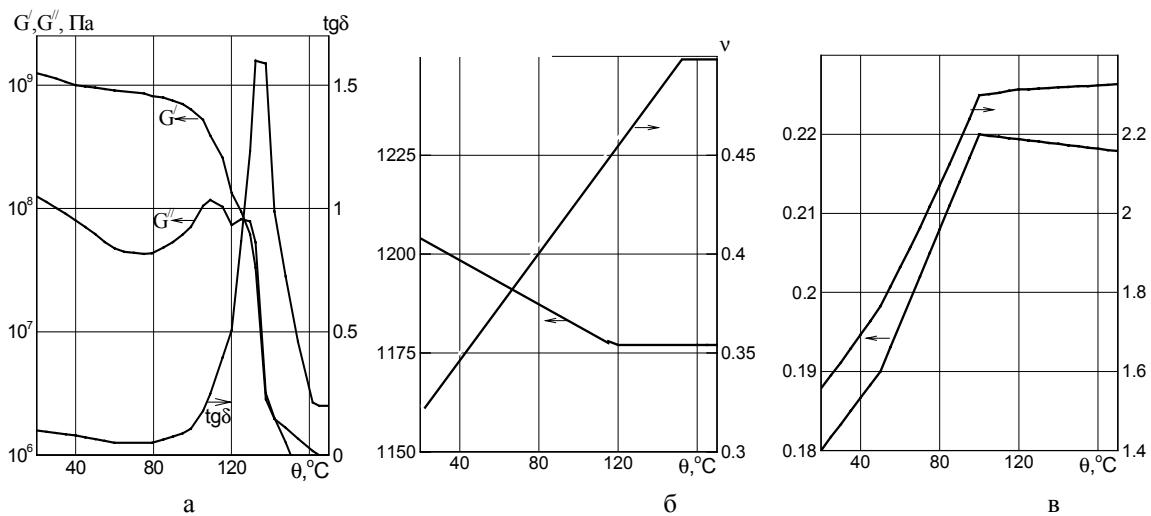


Рисунок 2 – Температурные зависимости физико-механических характеристик ПММА

Жесткое включение предполагается упругой со следующими свойствами:

$$E = 10^{13} \text{ МПа}, \nu = 0,49, k = 1 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}, c = 0,7 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}^3 \cdot ^\circ\text{С}, \rho = 2,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3.$$

Мягкое включение моделируется "пустым" материалом со свойствами воздуха, т.е. рассматривается как полость

$$E = 1 \text{ МПа}, \nu = 0, k = 2,68 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}, k/c = 2,17 \cdot 10^5 \text{ м}^2/\text{с}, \rho = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Случаи жесткого и мягкого включений называются ниже соответственно задачами **R** и **H**.

Геометрия призмы и условия нагружения характеризуются следующими значениями параметров:

$$a = 10^{-3} \text{ м}, r = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, f = \omega/2\pi = 20 \text{ кГц},$$

$$\theta_0 = \theta_c = 20^\circ\text{С}, \gamma = 10 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}, \beta = 1, \sigma_0 = 5 \text{ МПа}$$

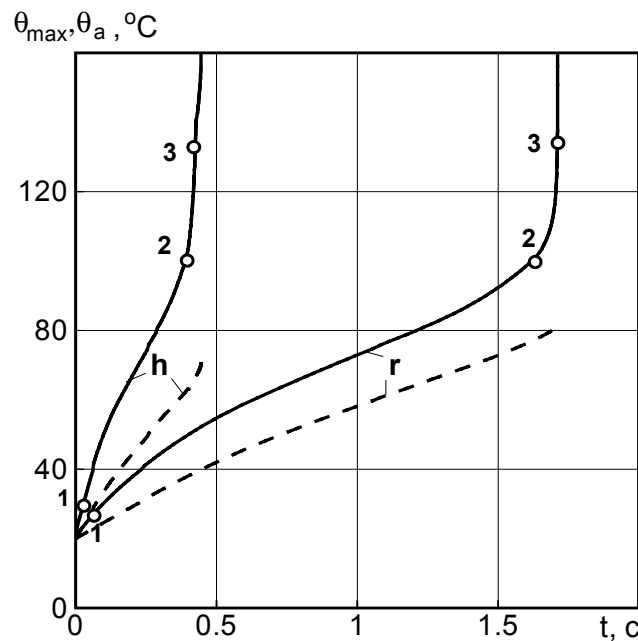


Рисунок 3 – Временные зависимости максимальных θ_{\max} и усредненных по объему θ_a температур разогрева для призмы из ПММА с жесткой и мягкой вставками

На рис. 3 показаны временные зависимости максимальных θ_{\max} (сплошные линии) и усредненных по объему θ_a (штриховые линии) температур разогрева для призмы из ПММА с жесткой и мягкой вставками. Скорость разогрева в задаче **H** выше, поскольку полость увеличивает эффективную податливость ячейки. Поэтому при заданной силовой нагрузке скорость деформации выше и, соответственно, выше интенсивность закачки энергии в тело.

Максимальная разность $\Delta\theta = \theta_{\max} - \theta_a$ имеет место в области резкого нарастания температуры и достигает в обоих случаях $\sim 30^\circ\text{С}$. Излом кривых в окрестности точки 2 соответствует началу перехода материала в жидкую фазу.

На рис. 4,а показана эволюция распределения напряжений $|\tilde{\sigma}_{xz}|$ (штриховые линии) и $|\tilde{\sigma}_{yz}|$ (сплошные линии) для задачи **R**. Жирные цифры отвечают точкам на кривой $\theta \sim t$, приведенной на рис. 3.

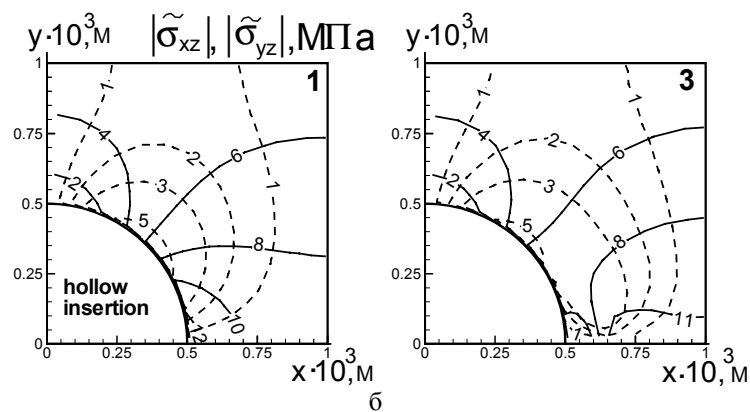
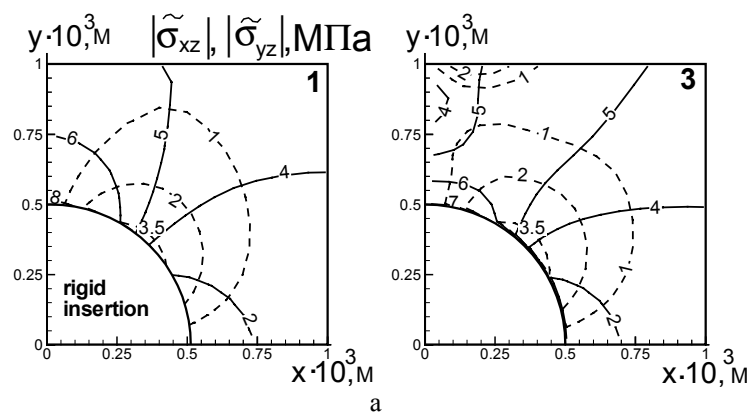


Рисунок 4

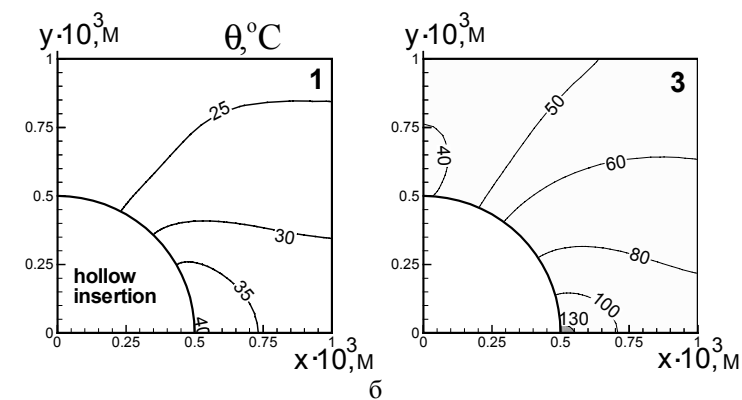
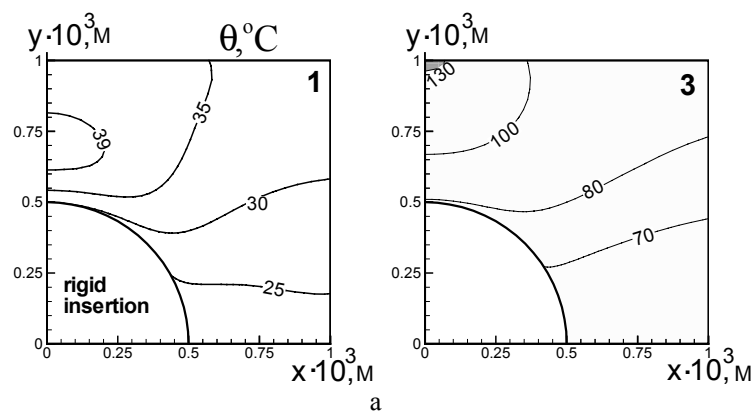


Рисунок 5 – Эволюция распределения напряжений $|\tilde{\sigma}_{xz}|$ (штриховые линии) и $|\tilde{\sigma}_{yz}|$ (сплошные линии) для задачи **R**

В начале разогрева максимальные напряжения имеют место вблизи точек $x = 0, y = r$ для $|\tilde{\sigma}_{yz}|$ и $x = y = \sqrt{2}r/2$ для $|\tilde{\sigma}_{xz}|$. Разогрев (точка 3) приводит к падению уровня напряжений и прорастанию области концентрации в центральную область верхней границы. Это видно также и по характеру распределения температурного поля в начале процесса разогрева и в развитой стадии (Рис. 5,а).

Аналогичные данные для задачи **Н** приведены на рис. 4,б и 5,б. Видно, что напряжения $|\tilde{\sigma}_{xz}|$ локализованы в той же области, а напряжения $|\tilde{\sigma}_{yz}|$ вблизи вставки при $y = 0$, причем в процессе разогрева область концентрации этих напряжений развивается к боковой границе. Здесь же наблюдается зона максимального разогрева (рис. 5,б). Отметим существенную разницу в расположении зон расплава для задач **Р** и **Н**. Как и в задаче о силовом растяжении-сжатии [7], в случае жесткой вставки зона расплава формируется между вставками возле границы, на которой прилагается нагрузка, а в случае мягкой – вблизи вставки рядом со свободной границей.

Список литературы

1. Карнаухов В.Г. Связанные задачи термовязкоупругости. - Киев: Наук. думка, 1982.-260с.
2. Якименко Н.М. Теплова нестійкість в'язкопружної прямокутної призми з циліндричними включеннями при зсувному циклічному навантаженні // Вісник КДУ. Сер. Фіз.-мат. наук.-2004.- №2 –С.
3. Механика связанных полей в элементах конструкций. Т.1. Термоупругость. Мотовиловец И.А., Козлов В.И. –К.1987. 264с.
4. Справочник по пластическим массам // М.И.Гарбар и др. – М.: Изд-во Химия, 1967. – 462с.
5. Теплофизические и реологические характеристики и коэффициенты трения наполненных термопластов. Справочник/Пахаренко В.А.и др. Киев: Наук. думка, 1983.-280с.
6. Хопкинс И., Керкджиан К. Спектры релаксации и релаксационные процессы в твердых полимерах и стеклах / В кн. Физическая акустика, под ред. У. Мезона. Т.1. Часть Б. – М.: Мир, 1969. – 420с.
7. Якименко Н.Н., Сенченков И.К., Червинко О.П. Гармоническое силовое растяжение и виброразогрев прямоугольной вязкоупругой призмы с цилиндрической вставкой / Труды II-ой Всеукраинской науч. конф. «Математичні проблеми технічної механіки», Днепродзержинск, 2002. – С. 130–133.

. В рамках теорії зв'язаної термов'язкопружності надана постановка задачі про коливання та вібророзігрів прямокутної призми з циліндричним включенням при антиплоскому ссилковому зсуві. Розглянуті випадки жорсткого і м'якого включень. Вивчена кінетика вібророзігріву та особливості полів напружень і температури.

In the frame of coupled problem of thermoviscoelasticity the statement of the problem for vibrations and heating of rectangular prism with cylindrical inclusion was deduced. Rigid as well as soft inclusions were considered. The process of heating and peculiarities of distribution of stresses were studied.

Г.Б. Филимонихин, доц., д-р. техн. наук, В.В. Пирогов, асп.,

И.И. Филимонихина, ассистент

Кировоградский национальный технический университет

Пространственная стабилизация положения оси вращения несущего тела маятниковыми демпферами

Рассмотрена задача пространственной стабилизации положения оси вращения несимметричного несущего тела маятниковыми демпферами. Найдены установившиеся движения системы, в которых ее кинетическая энергия принимает стационарные значения, а также установлен характер их устойчивости. **ось вращения, пространственная стабилизация, маятниковый демпфер**

Задача пространственной стабилизации оси вращения абсолютно твердого тела (АТТ) является актуальной задачей механики [1-11]. В работах [1-7] изучалась пространственная стабилизация положения оси вращения АТТ при помощи маятниковых и жидкостных демпферов. В работах было показано, что указанные демпферы эффективны для уменьшения достаточно больших начальных углов нутации главной центральной оси инерции АТТ, однако не было выявлено причины существования остаточных углов нутации этой оси. Более того, не была изучена сама принципиальная возможность с помощью маятниковых демпферов полностью устранять угол нутации. В связи с этим в настоящей работе исследуется задача пространственной стабилизации оси вращения АТТ маятниковыми демпферами, а именно – выделяются установившиеся движения системы; устанавливается характер их устойчивости; изучается возможность полной пространственной стабилизации положения оси вращения АТТ указанными демпферами.

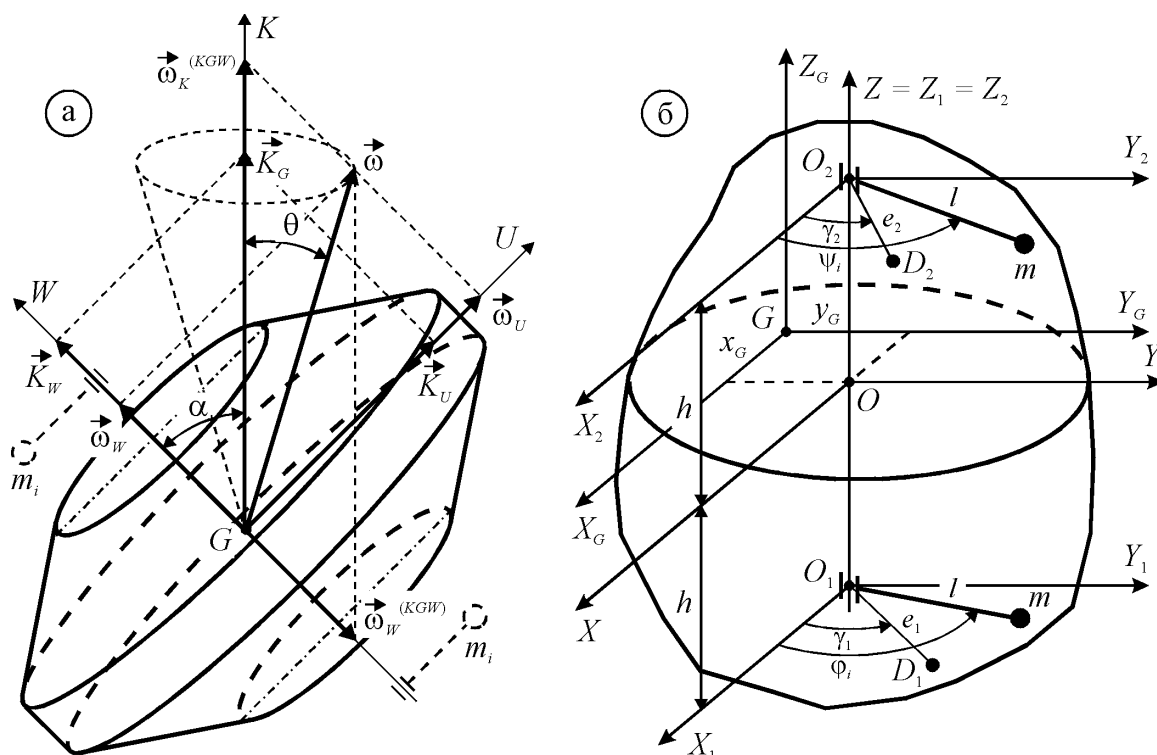
Для исследования количества и устойчивости установившихся движений применим энергетический критерий, сформулированный в работах [2,5]: в установившемся движении изолированная система, состоящая из несущего АТТ и демпфера, и не содержащая частей, способных накапливать потенциальную энергию, будет вращаться как жесткое целое вокруг неподвижной в пространстве оси, относительно которой у системы максимальный момент инерции, а кинетическая (полная) энергия системы при этом будет иметь минимальное значение. Критерий поясняет, почему демпферы применимы для стабилизации положения только той оси вращения АТТ, относительно которой АТТ имеет наибольший осевой момент инерции.

Для изучения принципа действия маятниковых демпферов, рассмотрим сначала случай вращения изолированного симметричного АТТ без демпфера – рис. 1, а. Не ограничивая общности можно считать, что АТТ вращается вокруг неподвижной в пространстве точки G – центра масс системы. Согласно закону сохранения момента количества движения системы вектор кинетического момента АТТ – \vec{K}_G неизменен. Направим вдоль него ось K . Ось W – главная центральная ось инерции АТТ, соответствующая наибольшему осевому моменту инерции C . В идеальном случае ось W должна совпадать с неподвижной осью K и АТТ должно вращаться вокруг этой оси. Из-за неточного придания начального вращения АТТ оси W и K не совпадают. Мгновенное вращательное движение АТТ вокруг центра масс характеризует вектор мгновенной угловой скорости $\vec{\omega}$. Можно показать, что из-за симметрии АТТ векторы $\vec{\omega}, \vec{K}_G$ и ось W лежат в одной плоскости, а любая центральная ось U , лежащая в этой

плоскости и перпендикулярная оси W , так же главная и соответствует меньшему главному осевому моменту инерции A . В работе [2,5] получены формулы, связывающие угол нутации α и угол θ между векторами кинетического момента и угловой скорости с кинетической энергией системы T :

$$\frac{K_G^2}{2} \left(\frac{\cos^2 \alpha}{C} + \frac{\sin^2 \alpha}{A} \right) = T, \quad \cos \theta = 2T / K_G \omega. \quad (1)$$

Поскольку АТТ – изолированное, то имеет место закон сохранения полной (кинетической) энергии системы: $T = T_0$. Таким образом, АТТ будет совершать мгновенное вращательное движение вокруг оси, направленной по вектору угловой скорости $\vec{\omega}$, а сама ось вращения будет совершать коническую прецессию относительно оси K . Поэтому при отсутствии рассеяния энергии картина движения АТТ будет неизменна.



а – принцип действия маятниковых демпферов; б – модель системы АТТ – маятниковый демпфер

Рисунок 1 – Схемы АТТ с маятниковыми демпферами

Добавим теперь в систему маятники (на рис. 1, а – насажены на ось W и показаны пунктиром). Разложим $\vec{\omega}$ на составляющие, направленные по осям K и W аффинной системы координат KGW : $\vec{\omega}_K^{(KGW)}, \vec{\omega}_W^{(KGW)}$. Тогда под действием центробежных сил, возникающих из-за составляющей $\vec{\omega}_K^{(KGW)}$, маятники будут стремиться максимально отклониться от оси K . АТТ, при этом, будет вращаться относительно маятников вокруг оси W с относительной угловой скоростью $\vec{\omega}_W^{(KGW)}$. Благодаря вязкому трению, кинетическая энергия системы будет уменьшаться: $dT/dt < 0$. Как видно из (1), при этом будет уменьшаться угол нутации α . Если влиянием маятников пренебречь, то в соответствии с энергетическим критерием, со временем АТТ будет вращаться вокруг оси W , которая совпадет с осью K .

Наличие маятников может помешать полному устранению угла нутации. Для изучения этого явления будем рассматривать демпфер, состоящий из двух пар

маятников, насаженных на ось W в разных поперечных плоскостях (рис. 1, б). Из теории пассивных автобалансиоров известно [12], что такое устройство теоретически может полностью уравновесить несимметричный спутник и тем самым полностью устранить угол нутации.

Пусть АТТ имеет массу M . Массо-инерционные характеристики АТТ (и всей системы) будем описывать с помощью главных центральных осей инерции АТТ – $OXYZ$, которые жестко с ним связаны и выходят с центра масс АТТ – точки O . Главные осевые моменты инерции АТТ, относительно осей X, Y, Z соответственно равны A, B, C . В общем случае $A \neq B \neq C$.

Произвольная неуровновешенность АТТ относительно оси Z , статическая или динамическая, создается двумя материальными точками D_1 и D_2 , соответственно массами μ_1, μ_2 ($\mu_1 = \mu_2$), расположенными в плоскостях $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$. Последние находятся на расстоянии h по разные стороны от плоскости XOY . Положение i -ой массы задается эксцентриситетом e_i и углом γ_i / $i=1,2$ / .

В плоскостях $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ на ось Z насажены по два математических маятника, создающих демпферы. Положение маятников в плоскости $X_1O_1Y_1$ определяется углами φ_1, φ_2 , в плоскости $X_2O_2Y_2$ – углами ψ_1, ψ_2 . Относительному движению маятников препятствуют силы вязкого сопротивления. Маятники одинаковые, имеют массу m , длину l и осевой момент инерции ml^2 относительно оси, на которую насажены. Как видно из рис. 1, б радиус-векторы точечных масс \vec{r}_{μ_i} , создающих неуровновешенность, а также радиус-векторы масс маятников $\vec{r}_{\varphi_i}, \vec{r}_{\psi_i}$ / $i=1,2$ / , имеют такие проекции на оси X, Y, Z :

$$\begin{aligned} \vec{r}_{\mu_1} (e_1 \cos \gamma_1, e_1 \sin \gamma_1, -h), \quad \vec{r}_{\mu_2} (e_2 \cos \gamma_2, e_2 \sin \gamma_2, h); \\ \vec{r}_{\varphi_i} (l \cos \varphi_i, l \sin \varphi_i, -h), \quad \vec{r}_{\psi_i} (l \cos \psi_i, l \sin \psi_i, h), \quad / i=1,2 / . \end{aligned} \quad (2)$$

Учитывая (2), находим осевые и центробежные моменты инерции материальных точек D_1 и D_2 (с индексом μ) и маятников (с индексом m) относительно осей $OXYZ$:

$$\begin{aligned} J_x^{(\mu)} = 2\mu h^2 + \mu(e_1^2 \sin^2 \gamma_1 + e_2^2 \sin^2 \gamma_2); \quad J_y^{(\mu)} = 2\mu h^2 + \mu(e_1^2 \cos^2 \gamma_1 + e_2^2 \cos^2 \gamma_2); \\ J_z^{(\mu)} = \mu(e_1^2 + e_2^2); \quad J_{xy}^{(\mu)} = J_{yx}^{(\mu)} = \mu(e_1^2 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 + e_2^2 \cos \gamma_2 \sin \gamma_2); \\ J_{xz}^{(\mu)} = J_{zx}^{(\mu)} = \mu h(-e_1 \cos \gamma_1 + e_2 \cos \gamma_2); \quad J_{yz}^{(\mu)} = J_{zy}^{(\mu)} = \mu h(-e_1 \sin \gamma_1 + e_2 \sin \gamma_2); \\ J_x^{(m)} = 4mh^2 + ml^2(\sin^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_2 + \sin^2 \psi_1 + \sin^2 \psi_2); \\ J_y^{(m)} = 4mh^2 + ml^2(\cos^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_2 + \cos^2 \psi_1 + \cos^2 \psi_2); \quad J_z^{(m)} = 4ml^2; \\ J_{xy}^{(m)} = J_{yx}^{(m)} = ml^2(\cos \varphi_1 \sin \varphi_1 + \cos \varphi_2 \sin \varphi_2 + \cos \psi_1 \sin \psi_1 + \cos \psi_2 \sin \psi_2); \\ J_{xz}^{(m)} = J_{zx}^{(m)} = mlh(-\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2 + \cos \psi_1 + \cos \psi_2); \\ J_{yz}^{(m)} = J_{zy}^{(m)} = mlh(-\sin \varphi_1 - \sin \varphi_2 + \sin \psi_1 + \sin \psi_2). \end{aligned} \quad (3)$$

Тензор инерции системы относительно осей $OXYZ$ имеет следующий вид:

$$J = \begin{bmatrix} A + J_x^{(\mu)} + J_x^{(m)} & -J_{xy}^{(\mu)} - J_{xy}^{(m)} & -J_{xz}^{(\mu)} - J_{xz}^{(m)} \\ -J_{xy}^{(\mu)} - J_{xy}^{(m)} & B + J_y^{(\mu)} + J_y^{(m)} & -J_{yz}^{(\mu)} - J_{yz}^{(m)} \\ -J_{xz}^{(\mu)} - J_{xz}^{(m)} & -J_{yz}^{(\mu)} - J_{yz}^{(m)} & C + J_z^{(\mu)} + J_z^{(m)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{J}_x & -\tilde{J}_{xy} & -\tilde{J}_{xz} \\ -\tilde{J}_{xy} & \tilde{J}_y & -\tilde{J}_{yz} \\ -\tilde{J}_{xz} & -\tilde{J}_{yz} & \tilde{J}_z \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Для описания движения системы будем использовать инерциальную систему координат (абсолютно неподвижную или опорную) $G\Xi HZ$ и подвижную систему координат $GX_GY_GZ_G$, оси которой параллельны осям $OXYZ$. Так как точка G – центр масс системы, то оси $GX_GY_GZ_G$ – центральные. Движение системы сложное. Переносным движением считаем вращательное движение системы как целого вокруг

точки G . Его можно задать тремя углами Эйлера. За относительное движение примем движение маятников относительно АТТ. Движение маятников в плоскости $X_1O_1Y_1$ определяется углами φ_1, φ_2 , в плоскости $X_2O_2Y_2$ – углами ψ_1, ψ_2 (рис. 1, б). Материальные точки D_1 и D_2 неподвижны относительно АТТ. С учетом вышеизложенного, движение системы будем определять с помощью семи обобщенных координат. Заметим, что во время движения системы, в общем случае, оси $OXYZ$ не совпадают с осями $GX_GY_GZ_G$.

В соответствии с теорией автобалансиров [12] у системы существуют основные движения, в которых неуравновешенность АТТ устранена маятниками, ось вращения АТТ стабилизирована и система вращается с постоянной угловой скоростью ω вокруг оси $Z = K$. Так же существуют побочные движения, в которых динамическая неуравновешенность не устранена, и ось Z не совпадает с осью K .

Положение осей $OXYZ$ определяем относительно осей $GX_GY_GZ_G$ координатами x_G, y_G, z_G (рис. 1, б). Отметим, что $z_G = 0$, так как центр масс АТТ, маятников и материальных точек D_1 и D_2 находится в плоскости XOY . Тогда координаты центра масс системы относительно осей $OXYZ$ имеют вид:

$$\begin{aligned} x_G &= [\mu(e_1 \cos \gamma_1 + e_2 \cos \gamma_2) + ml(\cos \varphi_1 + \cos \varphi_2 + \cos \psi_1 + \cos \psi_2)] / M_\Sigma, \\ y_G &= [\mu(e_1 \sin \gamma_1 + e_2 \sin \gamma_2) + ml(\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2 + \sin \psi_1 + \sin \psi_2)] / M_\Sigma, \quad z_G = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где $M_\Sigma = M + 2\mu + 4m$ – суммарная масса системы.

Тензор инерции системы относительно осей $GX_GY_GZ_G$ будет определяться такими осевыми и центробежными моментами инерции:

$$\begin{aligned} J_{x_G} &= \tilde{J}_x - M_\Sigma y_G^2; \quad J_{y_G} = \tilde{J}_y - M_\Sigma x_G^2; \quad J_{z_G} = \tilde{J}_z - M_\Sigma (x_G^2 + y_G^2); \\ J_{x_G y_G} &= \tilde{J}_{xy} - M_\Sigma x_G y_G; \quad J_{x_G z_G} = \tilde{J}_{xz}; \quad J_{y_G z_G} = \tilde{J}_{yz}. \end{aligned} \quad (6)$$

Тензор инерции системы, относительно ее центральных осей, является функцией углов поворотов маятников: $J_G = J_G(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2)$. Поэтому и кинетическая энергия в установившемся движении выражается как функция углов поворотов маятников:

$$T_{уст}(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2) = J_K(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2) \omega^2 / 2 = K_G^2 / 2 J_K(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2). \quad (7)$$

где $J_K(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2)$ – осевой момент инерции системы в установившемся движении относительно оси K ;

ω – угловая скорость вращения системы в установившемся движении вокруг этой оси.

Из (7) видно, что J_K и $T_{уст}$ одновременно принимают экстремальное значение. Поэтому вместо $T_{уст}$ можно исследовать на экстремум $J_K(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2)$. Тогда

$$\partial J_K(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2) / \partial \varphi_i = 0, \quad \partial J_K(\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2) / \partial \psi_i = 0, \quad / i = 1, 2 / \quad (8)$$

– система алгебраических уравнений для поиска установившихся движений. На основании формулы (8) и энергетического критерия можно сделать следующий вывод:

1) на установившихся движениях, в которых система вращается как жесткое целое вокруг неподвижной в пространстве оси K , осевой момент инерции системы J_K принимает по $\varphi_i, \psi_i, / i = 1, 2 /$ экстремальное или критическое значение;

2) среди всех установившихся движений устойчивыми могут быть только те, на которых осевой момент инерции J_K принимает максимальное значение.

Для выделения установившихся движений нужно найти такие углы φ_i, ψ_i , $i=1,2$, при которых, у одного главного осевого момента инерции системы частные производные по φ_i, ψ_i равны нулю. Для решения этой задачи будем использовать метод полного перебора. Сущность указанного метода заключается в переборе с некоторым шагом всех значений углов поворотов маятников, для поиска всех возможных установившихся движений.

Для тестовых расчетов были взяты следующие параметры системы: АТТ - полый цилиндр, масса которого $M=100$ кг распределена по боковой поверхности радиуса $R=2$ м. Другие параметры имеют такие значения: $m=15$ кг; $\mu=15$ кг; $h=0,1$ м; $l=1,8$ м; $e_1=e_2=1,8$ м; при динамической неуравновешенности $\gamma_1=0$ и $\gamma_2=\pi$; при статической неуравновешенности $\gamma_1=0$ и $\gamma_2=0$. Осевые моменты инерции АТТ вычислялись по формулам $J_x = J_y = 0,5M[(H^2/6)+R^2]$, $J_z = MR^2$ при высоте цилиндра $H=1$ м: $A=B=208,3$ кг·м², $C=400$ кг·м².

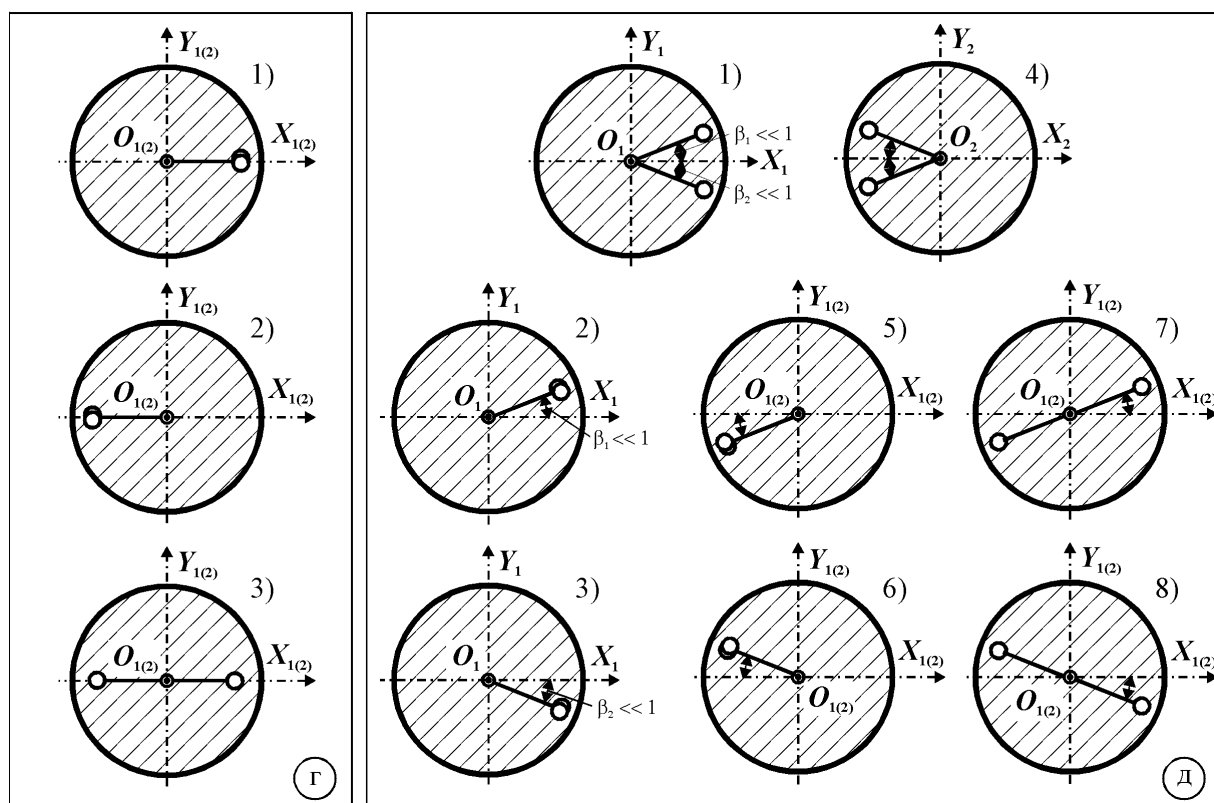
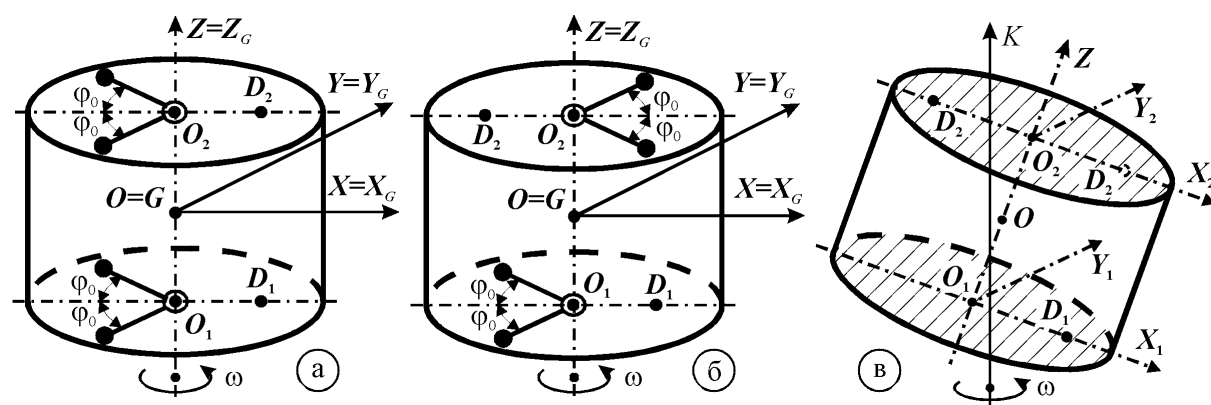
В результате проведенных расчетов были получены следующие установившиеся движения для случаев статической и моментной неуравновешенности.

1) Основные движения, изображены на рис. 2, а, б.

2) Побочные движения, изображены на рис. 2, в-д. Делятся на две группы.

а) 1-ая группа образуется следующим образом (рис. 2, г). В нижней плоскости существуют три существенно различные равновесные положения маятников $k_1, k_2 = 0$; $k_1, k_2 = 1$; $k_1 = 0, k_2 = 1$, где k_j - числа, задающие направление отклонения маятников: если $k_j = 0$, то маятник j отклонен по оси X_1 , если $k_j = 1$ - в противоположную сторону. Аналогичные положения для другой пары маятников существуют в другой плоскости: $k_3, k_4 = 0$; $k_3, k_4 = 1$; $k_3 = 0, k_4 = 1$. Комбинацией указанных положений, получаются девять существенно различных установившихся движений.

б) В движениях 2-ой группы $\varphi_i = \beta_i + k_i\pi$, где $\beta_i \neq 0, |\beta_i| < \pi$. В случае динамической неуравновешенности в нижней плоскости цилиндра маятники располагаются в положениях 1–3, 5, 6, изображенных на рис. 2, д, а в верхней плоскости – в положениях 4–6, 7, 8. В случае статической неуравновешенности, как в верхней так и в нижней плоскости, маятники располагаются в положениях 1-3, 5-8 (рис. 2, д). Следует отметить, что эти положения не могут комбинироваться произвольным образом. Так, маятники в верхней и нижней плоскости могут быть повернуты вокруг оси Z на одинаковый угол β_i в одну сторону.



а – основное движение (статическая неуравновешенность); б – основное движение (динамическая неуравновешенность); в – побочное движение; г – положения маятников в побочных движениях 1-ой группы; д - положения маятников в побочных движениях 2-ой группы

Рисунок 2 – Установившиеся движения системы

Наибольший главный осевой момент инерции системы был исследован на экстремум на всех установившихся движениях. В результате было установлено, что как при динамической, так и при статической неуравновешенности кинетическая энергия системы принимает минимальное значение на некоторых побочных движениях из 2-ой группы, что указывает на их устойчивость. На остальных движениях, кинетическая энергия системы не принимает минимального значения, что указывает на их неустойчивость.

Проведенные исследования позволяют сделать такие выводы:

- основные движения неустойчивы, так как на них кинетическая энергия системы не принимает минимального значения;

- существуют побочные движения, в которых кинетическая энергия системы принимает минимальное значение и поэтому они устойчивы;
- маятниковые демпферы полностью не устраняют угол нутации АТТ, так как сами вносят в систему неуравновешенность.

Список литературы

1. Bainum P.M., Fuechsel P.G., Mackison D.L. Motion and stability of a dual-spin satellite with nutation damping, *Journal of Spacecraft and Rockets*, 7, № 6, 690-696 (June 1970).
2. Likins P.W. Effects of energy dissipation on the free body motions of spacecraft /Technical Report No. 32.860, NASA, California Institute of Technology Pasadena, California, 1966, p. 70.
3. Алпер Дж. Р. Теория маятникового демпфера нутационных колебаний спутника. - *Ракетная техника и космонавтика*, 1965, № 3, с. 170 - 176.
4. Гробов В.А. К теории вращательных движений свободного твердого тела, несущего маятники, *Укр. матем. журнал*, 21, № 6, 818—823 (1969).
5. Гордон С., Томсон У. Вращательное движение пассивных космических аппаратов. – В кн.: *Проблемы ориентации искусственных спутников Земли*. М.: Наука, 1966. с. 452.
6. Мирер С.А., Сарычев В.А. Оптимальные параметры спутника, стабилизируемого вращением, с демпфером маятникового типа // *Космические исследования*. – 1997. – т.35. №6. – С. 651-658.
7. Ильин А.А., Овчинников М.Ю., Пеньков В.И. Обеспечение ориентации малого спутника, стабилизируемого собственным вращением. – М.: ИПМ, 2004. – 28 с.: ил.; 6 см. – (Препринт / Ин-т прикл. математики им. М.В. Келдыша АН СССР; № 83). Библиогр.: с. 27. 15 назв.
8. Філімоніхін Г.Б. Стабілізація маятниками положення осі обертання ізольованого абсолютно твердого тіла // *Вісник, математика-механіка. Київський національний університет*. Вип. №7-8, 2002. С.67-71.
9. Горошко О.О., Філімоніхін Г.Б., Пирогов В.В. Стабілізація положення осі обертання абсолютно твердого тіла маятниковим (кульовим) автобалансиром / *Вісник Київського університету*. Серія: фіз.-мат. н., вип. № 3, 2004, С.95-102.
10. Горошко О.О., Філімоніхін Г.Б., Пирогов В.В., Філімоніхіна І.І. Стабілізація положення осі обертання абсолютно твердого тіла багатомаятниковим (багатокульовим) автобалансиром // *Вісник Київського ун-ту*. Серія: фізико-матем. науки. 2005. - №4. - С. 67-76.
11. Филимоныхин Г.Б., Пирогов В.В. Стабилизация положения оси вращения твердого тела связанными абсолютно твердыми телами. // *Прикладная механика*. – 2005. – 41, №8. – с. 122 – 129.
12. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.

Розглянута задача просторової стабілізації положення осі обертання несиметричного тіла-носія маятниковими демпферами. Знайдені усталені рухи системи, в яких її кінетична енергія приймає стаціонарні значення, а також встановлений характер їх стійкості.

S U M M A R Y . Is considered the problem of stabilization, of the position of the axis of the rotation of the asymmetrical body by pendulums dampers concerning itself. The set motions are found systems in which its kinetic energy takes on stationary values, and also character of their stability is set.

Исследование влияния технологических факторов на погрешность формы и взаимного положения поверхностей корпуса отрезного круга

В статье изложены результаты исследования геометрии инструмента и режимов резания на точность и взаимное положение формы корпусов, предназначенных для изготовления отрезных кругов с гальваническим закреплением зерен. Разработаны рекомендации по повышению точности их прецизионной механической обработки.

корпус, отрезной круг, геометрия инструмента

Использование традиционной технологии механической обработки магнитных сплавов абразивными кругами приводит к большому количеству брака (более 25%).

Перспективным методом абразивной обработки является использование инструмента, на гальванической связке, позволяющего совместить глубинное и скоростное шлифование. Сдерживающим фактором для широкого использования этого метода является отсутствие инструмента, погрешность формы и взаимного положения поверхностей корпуса, у которых не превышали бы 5 мкм (в серийных станках допуск составляет 20 мкм). Этим объясняется актуальность данного исследования.

Целью работы явилось определение влияния режимов резания и геометрии инструмента при использовании одной технологической базы на точность и взаимное расположение поверхности отверстия относительно рабочей поверхности круга.

Исследования проводились в Ленинградском национальном политехническом университете под руководством д.т.н, проф. Филимонова Л.Н. в соответствии с планом совместных работ по внедрению в производство на ПО “Радий” инструмента на гальванической связке. Для проведения экспериментов был использован токарно-винторезный станок модели 1716ПФЗ с ЧПУ, обеспечивающий радиальное и осевое биение базовой поверхности шпинделя не более 3 мкм. Частота вращения шпинделя станка регулировалась бесступенчато в диапазоне 10-3000 об/мин, подача от 001-2,5 мм/об. В качестве режущего инструмента использовали резцы из материала Р6МР, Р18, Т15К6, ВК8. Резцы затачивали на заточном станке модели 3М42Е алмазными кругами 12А2 150х10х32 АС4 50/40 100%.

Погрешность формы и взаимного расположения поверхностей измерялась микрометром с ценой деления 0,2 м непосредственно на станке. При проведении замеров (по 8 за каждую операцию) контролировались поверхности отверстия, торца ступицы и поверхности рабочего диска.

Для осуществления искусственного старения заготовок и снятия напряжений после обработки использовалась электропечь модели СНОЛ – 3,5/3 М2У42

Для выявления влияния геометрии инструмента на величину возникающей погрешности главный угол в плане изменяли от 15 до 90 град., а передний угол от -3 до + 12 град.

Результаты эксперимента представлены на рисунке 1.

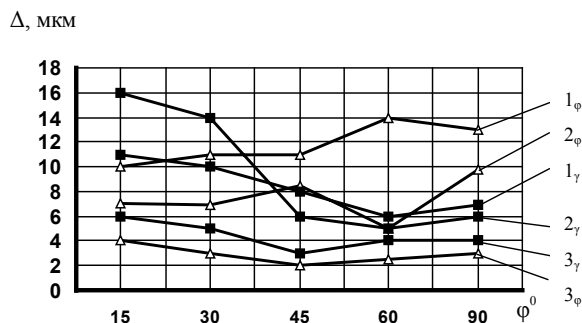


Рисунок 1 – Влияние геометрии инструмента на погрешность формы и взаимного расположения поверхностей

Экспериментально установлено, что минимальная погрешность названных поверхностей наблюдается при углах ϕ от 15° до 30° и γ от 6° до 12° . Использование инструмента с небольшими углами в плане ϕ способствуют укреплению режущей кромки и уменьшению износа инструмента, что способствует стабилизации технологического процесса и, как следствие, уменьшению погрешности формы и взаимного расположения поверхностей. Уменьшение угла γ приводит к увеличению пластической деформации в зоне резания, ухудшат шероховатость поверхности, и увеличивает погрешность формы.

Результаты влияния скорости резания на погрешность формы и взаимного расположения приведены на рисунке 2.

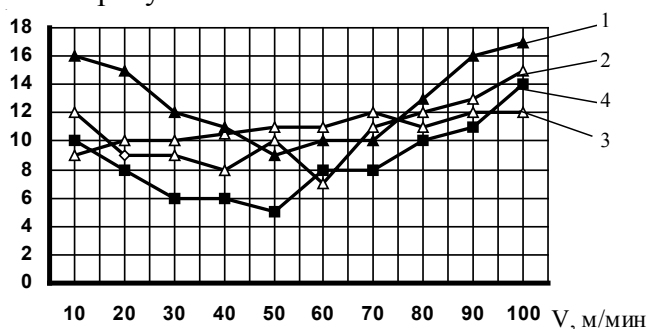
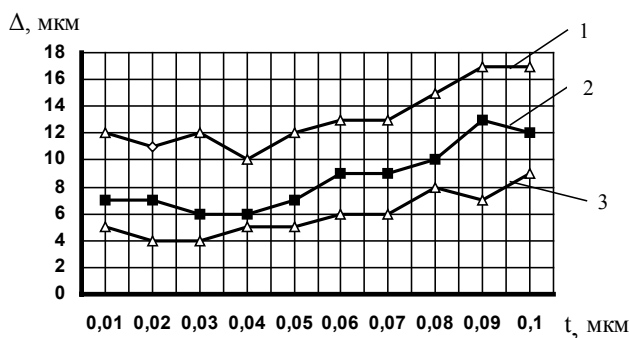


Рисунок 2 – Влияние скорости резания на погрешность формы и взаимного расположения поверхностей при $S=0,05 \text{ мм/об}$, $t=0,05 \text{ мм}$, 1–Т15К6; 2–P18; 3–P6M5; 4–BK8.

Результаты исследований влияния скорости на погрешность формы показали, что при снижении скорости резания ниже 20 м/мин наблюдается увеличение погрешности из-за того, что при этих скоростях инструмент работает в зоне наклепа, что и приводит к ухудшению качества поверхности. При работе на скоростях выше 50 м/мин при обработке появляются вибрации, что также увеличивает погрешность обработки.

Результаты влияния глубины резания и подачи представлены на рисунке 3 и рисунке 4.



1–без старения; 2– однократное старение; 3– двукратное старение.

Рисунок 3 – Влияние глубины резания на погрешность формы и взаимного положения поверхности 1 корпуса круга $V=40 \text{ м/мин}$; $S=0,04 \text{ мм/об}$; резец BK8.

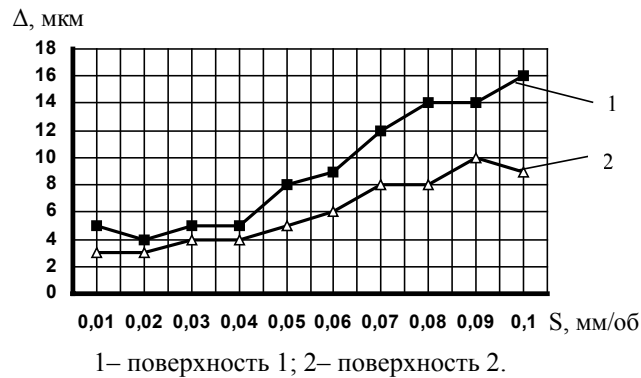


Рисунок 4 – Влияние подачи на погрешность формы и взаимного положения, двукратное старение, $S=40$ м/мин; $t=0,04$ мм.

Из графиков видно, что следует применять малые подачи и малые глубины резания, которым соответствует меньшая сила резания и меньшая величина деформации детали. Термическая обработка заготовок оказывает существенное влияние на перераспределение внутренних напряжений в корпусе круга. Двойное искусственное старение при $T = 200-250^{\circ}\text{C}$ уравнивает внутренние напряжения в поверхностных слоях обработанной поверхности и тем самым уменьшает степень деформации корпуса.

Выводы:

1. Для достижения необходимых требований по погрешности формы и взаимному расположению поверхностей корпуса при механической обработке необходимо использовать режущий инструмент из твердого сплава ВК8 с углами $\gamma = 6-18^{\circ}$, $\varphi = 15-30^{\circ}$.

2. Наименьшая погрешность формы и положения поверхностей корпуса отрезного круга специальной конструкции получена при $v = 30-40$ м/мин, $S = 0,07-0,05$ мм/об, $t = 0,02-0,04$ мм.

3. Использование термической обработки (двукратного старения) способствует снижению деформаций обрабатываемой детали.

Список литературы

1. Отчет о работе по I этапу х/т №61 «Разработка конструкторской документации и изготовление для резки магнитов в размер без последующего шлифования» ПО «Радий», г. Кировоград, 1991, с.67

У статті викладені результати дослідження геометрії інструменту і режимів різання на точність і взаємне положення форми корпусів, призначених для виготовлення відрізних кругів з гальванічним закріпленням зерен. Розроблені рекомендації по підвищенню точності їх прецизійної механічної обробки.

The article gives the research data of tool geometry and precision cutting modes and correlated position of body forms aimed to produce cutting-off wheels with galvanic grain fixing. The recommendations are developed concerning precision increase of their precision mechanical treatment.

Дисипація механічної енергії при деформації пружних елементів вертикального ковшового транспортера (норії)

В статті розглянуте питання виникнення сил опору, що приводять до розсіювання (дисипації) механічної енергії при деформації пружних елементів норії. Показано на прикладі, як вибрати коефіцієнт опору при відсутності експериментальних даних.

норія, сили опору, розсіювання (дисипація), пружні елементи, коефіцієнт опору

Під час спроби побудови динамічної моделі технологічного процесу транспортування зерна вертикальними ковшами транспортерами (норіями) виникло ряд ускладнень пов'язаних з ідентифікацією перехідних процесів у передаточних ланцюгах технологічного процесу транспортування (рис.1). Тому, при побудові динамічної моделі роботи норії, необхідно, в першу чергу, врахувати пружність найбільш піддатливих елементів механічної системи [1, 2].



1,2,3...n – перехідні процеси, що впливають на продуктивність роботи норії;
Q - паспортна продуктивність; Q' - реальна продуктивність

Рисунок –1 Вплив процесів у передаточних ланцюгах на продуктивність роботи норії

В більшості випадків найбільш піддатливими є ланки передаточних механізмів. Врахування їх пружності при нехтуванні масами цих ланцюгів, є незначними, в порівнянні з масами ротора електродвигуна норії і ланцюгів виконавчого механізму. Такий підхід приводить до найпростішої двохмасної динамічної моделі пружної машини [2, 3].

Однією із складових, що приводять до розсіювання (дисипації) механічної енергії є сили опору. Дисипативні сили викликаються як внутрішнім тертям у матеріалі пружного елемента, так і тертям, що виникає на поверхні зіткнення деталей [2]. Дисипативні сили залежать від багатьох випадкових факторів, облік яких є дуже складним. Тому при введенні дисипативних сил у динамічну модель, звичайно обмежуються деякою сумарною оцінкою їхнього впливу, думаючи, що в першому наближенні, вони можуть бути враховані введенням сили опору, пропорційної швидкості деформації.

Нехай $\theta(t)$ – закон зміни кута закручування передавального механізму, приведеного до вихідної ланки двигуна. Припустимо, що крутний момент $M_k(t)$ зв'язаний з $\theta(t)$ співвідношенням

$$M_k = c\theta + b\dot{\theta}, \quad (1)$$

де b – коефіцієнт опору, величина якого вибирається на основі експериментальних даних;

c – жорсткість пружного елемента.

Для цього, змінюючи θ по гармонійному законі $\theta = \theta_0 \cos \omega(t)$, визначають експериментально залежність $M_k(\theta)$, яка при цьому приймає форму, показану на рис. 2.

Через наявність сили опору залежність $M_k(\theta)$ виявляється різною при $\dot{\theta} > 0$ і $\dot{\theta} < 0$; утвориться замкнута петля гістерезиса. Площа петлі

$$S = \oint M_k d\theta = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} M_k[\theta(t)] \dot{\theta}(t) dt, \quad (2)$$

являє собою роботу обертаючого моменту за період, а оскільки робота консервативних пружних сил за період дорівнює нулю, вона дорівнює роботі дисипативних сил[2].

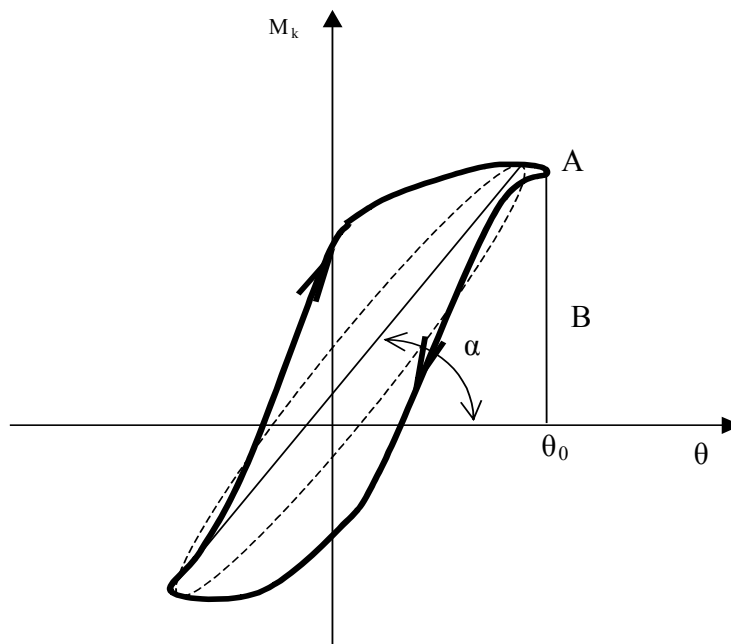


Рисунок 2 – Експериментальна залежність $M_k(\theta)$

При силі опору, пропорційній швидкості, петля має форму еліпса, показаного на рис.1, а площа в цьому випадку

$$S = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} (c\theta_0 \cos \omega t - b\omega\theta_0 \sin \omega t)(-b\omega\theta_0 \sin \omega t) dt = \pi b\omega\theta_0^2. \quad (3)$$

У реальній механічній системі через не лінійність дисипативних сил форма петлі відрізняється від еліптичної. У цьому випадку коефіцієнт b визначається з умови рівності площ реальної петлі і петлі, одержуваної при лінійно залежній від швидкості сили опору. Таким чином, величина еквівалентного коефіцієнта опору визначається зі співвідношення

$$b = \frac{S}{\pi \omega \theta_0^2}, \quad (4)$$

де S - площа петлі, отриманої при експерименті. При цьому величина коефіцієнта опору звичайно виявляється залежною від частоти й амплітуди коливального процесу.

При відсутності експериментальних даних величину b можна вибрати з наступних міркувань. При деформації механізму по гармонійному закону найбільша потенційна енергія пружної деформації

$$\pi_{\max} = \int_0^{\theta_0} c \theta d\theta = \frac{c \theta_0^2}{2}. \quad (5)$$

Вона визначається площею трикутника ОАВ на рис 1. Відношення площі петлі гістерезиса до максимуму потенційної енергії називається коефіцієнтом розсіювання Ψ (4) і (5) знайдемо вираз для коефіцієнта розсіювання Ψ

$$\Psi = \frac{S}{\pi_{\max}} = \frac{2\pi b \omega}{c}. \quad (6)$$

$$\text{Відкіля: } b = \frac{\Psi c}{2\pi \omega}. \quad (7)$$

Для передавальних механізмів значення Ψ на основі численних експериментальних даних може прийматися в межах

$$0,2 < \Psi < 0,6 \quad (8)$$

Тобто, величина b визначається зі співвідношення (7) у залежності від приведеної твердості механізму c . При цьому вона виявляється назад пропорційній частоті процесу ω , що відповідає наявним експериментальним даним. Разом з тим, отримані значення коефіцієнта опору можна ефективно використовувати тільки при аналізі гармонійних, чи близьких до гармонійних, процесів. У більш складних випадках застосовуються інші методи оцінки впливу дисипативних сил, розглянуті в [4].

Список літератури

1. Птушкин А.Т. , Новицкий О. А. Автоматизация производственных процессов в отрасли хранения и переработки зерна. – 2-е изд. доп. и перераб. – М.; Агропромиздат 1985 . – 318 с.
2. Динамика машин и управление машинами: Справочник: / В.К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Вульсон и др.; Под ред. Г. В. Крейнина.- М.:Машиностроение, 1988 – 240с.
3. Сидоренко В. В. , Минайленко Р. Н. , Помазан Л.В. Системы управления вертикальными ленточными элеваторами (нориями) на предприятиях зерноперерабатывающей промышленности
4. Асташев В.К. О влиянии высокочастотных вибраций на процессы пластического деформирования. – М.: Машиноведение. -1983.- №2 – С. 3-12.

В статье рассмотрен вопрос возникновения сил сопротивления, которые приводят к рассеиванию (диссипации) механической энергии при деформации упругих элементов механических систем (норий). Показано на примере, как выбрать коэффициент сопротивления при отсутствии экспериментальных данных.

In the article the question of origin of forces is considered resistances which result in dispersion (dissipations) of mechanical energy during deformation of resilient elements of the mechanical systems. Rotined on an example, how to choose the coefficient of resistance in default of experimental information.

Моделювання швидкості знімання матеріалу при технологічному процесі розмірної обробки дугою

В статті розглянуте питання побудови математичної моделі дугового розряду, який виникає при електроерозійній обробці струмопровідних матеріалів методом РОД і сталому положенні електрода інструмента відносно електрода заготовки.

розмірна обробка дугою, дуговий розряд, електрод інструмент, електрод заготовка, міжелектродний проміжок, математична модель

Метод розмірної обробки дугою (РОД), який розроблено в КНТУ на кафедрі “Обробка металів тиском” д.т.н. Носуленко В.І., хоч і відноситься до різновиду методів електроерозійної обробки (ЕО) струмопровідних матеріалів, але має суттєві відмінності від традиційних методів (ЕО). Це, по-перше, великі потужності ($I \sim 50 \div 1000$ А, $U \sim 20 \div 50$ В), які вводяться в міжелектродний проміжок (МП), по-друге, прокачування робочої рідини (РР) через МП під тиском ($P \sim 0.5 \div 3$ МПа). Завдяки чому технологічний процес (ТП) РОД має продуктивність на порядок більшу чим звичайні методи ЕО.

За час впровадження та експлуатації автоматизація цього методу не є достатньо дослідженою. Проблема полягає в тому, що у даному методі крім фізики дугового розряду (ДР) на властивості процесу накладаються додаткові впливи як джерела живлення (ДЖ), так і вплив приводу подачі електрода інструмента (ЕІ), який безпосередньо пов'язаний з головною відмінністю – прокачування РР під тиском у МП. Сукупність різних фізичних впливів на ТП поки ще не дозволяє повно автоматизувати ТП РОД, що дозволило б отримувати відповідну продуктивність з заданою точністю та чистотою обробки поверхні. Напрацьовані дослідження процесу РОД у більшості випадків стосуються технологічних методів отримання відповідних параметрів деталей і вимагають від оператора устаткування РОД постійного візуального контролю за ходом технологічного процесу.

З метою побудови системи автоматичного керування процесом, потрібно провести окремий аналіз фізичних процесів, які виникають під час РОД, та встановити взаємодію між ними. При цьому потрібно, побудувати математичну модель (ММ), яка б адекватно відображала суть методу РОД.

На першому етапі побудуємо ММ ДР без впливу механізму подачі ЕІ та прокачування РР у МП. Це дозволить відокремити поведінку ДР від вище вказаних впливів та у подальшому побудувати ММ окремо для кожного з них, що дозволить синтезувати загальну ММ ТП РОД.

До складу об'єкта дослідження при РОД входить ДЖ, і ДР який здійснює обробку. На виході цього об'єкту будемо мати лунку чи знятий шар матеріалу, який характеризується об'ємом видаленого матеріалу за одиницю часу або продуктивністю.

Згідно з [1] напруга джерела є сумою падіння напруг на опорі ДЖ й опорі дуги (рис.1):

$$U_{дж} = U_{др} + IR. \quad (1)$$

Як видно з рис.1а, пряма $U_{дж}-IR$ перетинає характеристику дуги в точках А й В; здавалося б, горіння дуги можливо у двох режимах: при струмах I_A й I_B , тому що саме при цих струмах задовольняється (1). У дійсності стійко дуга може існувати тільки при струмі

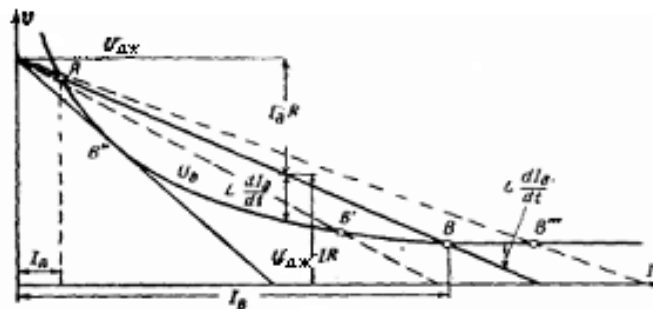
I_B , точка A визначає нестійкий режим дуги. Вираз (1) відповідає незмінному струму дуги; при змінах струму внаслідок індуктивності контуру з дугою в ньому з'явилася б проти-е.р.с. й замість (1) ми повинні написати:

$$U_{дж} = U_{др} + IR + L \frac{dI}{dt}. \quad (2)$$

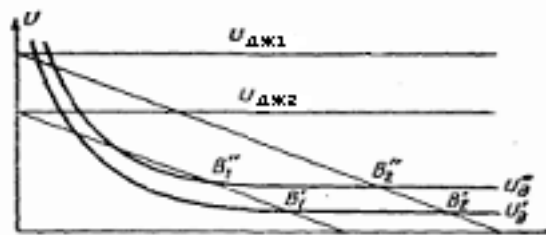
З рис.1а [1] видно, що при збільшенні струму ($I > I_B$) значення цієї проти е.р.с. буде

$$L \frac{dI}{dt} = U_{дж} - U_{др} - IR. \quad (3)$$

від'ємним, тоді від'ємним буде значення dI/dt . Це приведе до того, що струм знову почне зменшуватися до початкового значення.



а) спільні вольт-амперні характеристики дуги, джерела живлення й баластового опору R у колі дуги;



б) зміни положення робочої точки спільної характеристики при зміні довжини дуги або напруги джерела

Рисунок 1 - До питання про стійкість дуги постійного струму

Навпаки, якщо струм або стане меншим, ніж I_B , де $L \cdot d/dt$ буде додатним, внаслідок чого струм знову збільшиться до I_B . Це показує, що в режимі точки B струм буде підтримуватися незмінним, тобто дуга горить стійко.

В точці A випадковому збільшенню струму відповідає позитивне значення проти е.р.с.; отже, струм буде й далі зростати до значення I_B при якому наступить стійкий стан. Якщо ж струм став би менше I_A , то проти е.р.с. прийняла б від'ємне значення й струм зменшився б до нуля, тобто розряд припинився б. Отже, A є точкою нестійкого режиму й дуга при струмі I_A стабільно горіти не може.

При збільшенні опору R пряма $U_{дж} - IR$ повернеться навколо точки напруги холостого ходу джерела по годинниковій стрілці й точка B переміститься вліво в положення B' . Межею збільшення R є таке його значення $R_{дон}$ при якому пряма $U_{дж} - IR$ стає дотичною до характеристики дуги (точка B''), тому що при $R > R_{дон}$ дуга взагалі горіти не може. При зменшенні опору точка B переміщується вправо, тобто зростає струм дуги (точка B'''). Отже, змінюючи опір R , можна змінювати стійке значення струму дуги.

Якщо змінюється напруга джерела живлення, то пряма $U_{дж} - IR$ при незмінному значенні R переміщається паралельно самій собі; очевидно, цим способом також

можна змінювати в широких межах струм дуги. Нарешті, зміна довжини дуги викликає перехід на іншу її характеристику, розташовану вище колишньої

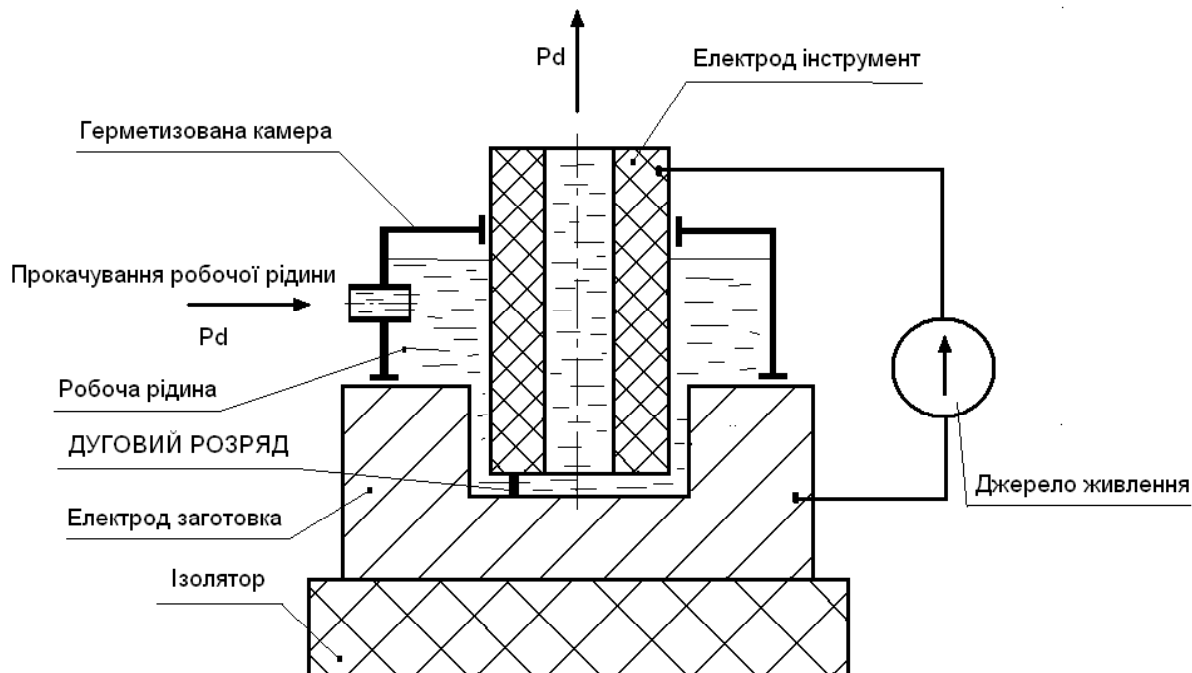


Рисунок 2 - Принципова схема процесу РОД

при подовженні дуги або нижче її при скороченні довжини дуги (рис. 2б). При цьому струм дуги змінюється в значних межах і для відновлення його початкового значення необхідно відповідно змінити або значення напруги джерела, або значення опору R .

Отже, якщо дуга живиться від джерела із жорсткою зовнішньою характеристикою, то струм її можна змінити трьома шляхами: зміною напруги джерела, зміною довжини дуги (відстані між електродами) і зміною опору контуру.

Розглянемо принципову схему процесу РОД яку зображено на рис. 2

Як відомо[1], електричні процеси відбуваються в електричному колі, що складається з ДЖ та ДР (рис. 3); тут E , $R_{\text{в}}$, $L_{\text{в}}$, $U_{\text{дж}}$, $I_{\text{дж}}$ - відповідно ЕРС, внутрішній опір, внутрішня індуктивність, напруга та струм джерела живлення; $U_{\text{д}}$, $I_{\text{д}}$ - напруга та струм дуги. Цілком очевидно, що $U_{\text{дж}} = U_{\text{д}}$, а $I_{\text{дж}} = I_{\text{д}}$.

У першому наближенні нас цікавить поведінка ДР без впливу автоматики керування джерелом живлення та автоматики керування переміщенням ЕІ.

Як вказано вище опір дуги пропорційний її довжині та обернено пропорційний силі струму. При збільшенні $I_{\text{д}}$ збільшується не густина струму, а поперечна площа дуги. Звідси маємо:

$$R_{\text{д}} = k_1 \frac{l}{I_{\text{д}}}, \quad (4)$$

де $R_{\text{д}}$ – опір дуги;

k_1 – коефіцієнт пропорційності;

l – величина між електродного проміжку(зазор);

$I_{\text{д}}$ – сила струму;

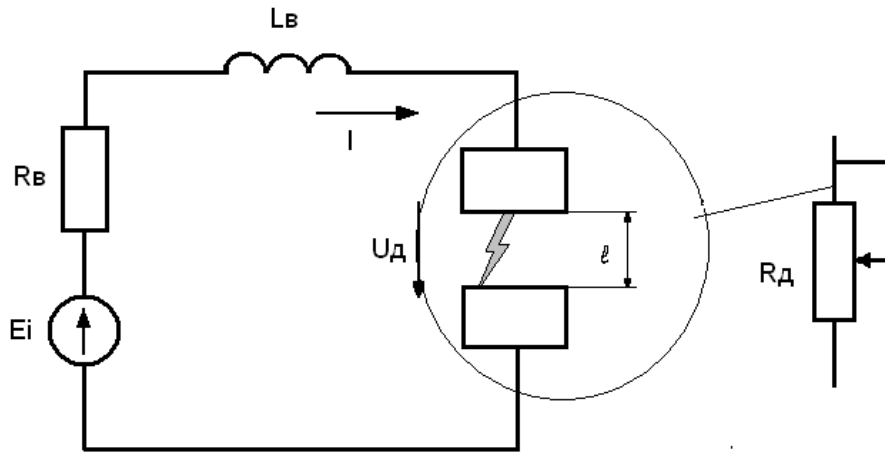


Рисунок 3 - Еквівалентна схема для обчислення швидкості видалення матеріалу

Згідно з законом Ома для повного електричного кола (рис.4)

$$I_{\partial} = \frac{E_i - L_{\partial} I'_{\partial}}{R_{\partial} + R_{\partial}}; \quad \text{або} \quad I'_{\partial} = \frac{E_i - I_{\partial} (R_{\partial} + R_{\partial})}{L_{\partial}}, \quad (5)$$

де E_i – електрорушійна сила джерела струму;

L_{∂} – індуктивність електричного кола;

R_{∂} – внутрішній опір електричного кола;

R_{∂} – опір дуги.

Потужність ДР

$$P_{\partial} = I_{\partial} R_{\partial}^2. \quad (6)$$

Швидкість видалення або з'єму матеріалу пропорційна потужності ДР тоді

$$dl = k_l R_{\partial} I_{\partial}^2 \cdot dt, \quad (7)$$

і тому, що опір ДР не залежить від напрямку I_{∂}

$$R_{\partial} \approx k_r \frac{l}{I_{\partial}}; \quad (8)$$

$$dl = k_l k_r I_{\partial} \cdot dt; \quad (9)$$

$$dl = k l I_{\partial} dt; \quad (10)$$

$$\frac{dl}{dt} = k l I_{\partial}. \quad (11)$$

Підставивши (8) в (5) отримаємо

$$\frac{dI_{\partial}}{dt} = \frac{E_i - R_{\partial} I_{\partial} - k_r l}{L_{\partial}}. \quad (12)$$

Рівняння (11) та (12) складають систему лінійних диференціальних рівнянь першого порядку, які встановлюють зв'язок між уведеною потужністю у МП та швидкістю видалення матеріалу.

$$\begin{cases} \frac{dI_{\partial}}{dt} = \frac{E_i - R_{\partial}I_{\partial} - k_r l}{L_{\partial}} \\ \frac{dl}{dt} = kI_{\partial} \end{cases} \quad (13)$$

Систему рівнянь (13) вирішено у математичному пакеті MATLAB, зокрема засобами SIMULINK.

Щоб побудувати ММ, яка адекватно відбиває фізичний процес виберемо відповідні коефіцієнти. З експерименту процесів РОД [2] маємо $I_{\partial} = 100A$ при $U_{\partial} = 25B$, що дає опір у 0.25 Ом при значенні МП – $l \cong 1-2 \text{ мм}$ ($10^{-3}m$), що є оцінкою $k_r=250$. Е.Р.С ДЖ складає $50-100B$. Загальний опір устаткування РОД є близьким до $R = \frac{100}{100 - 25} \approx 1.2 \text{ Ом}$. Початковий зазор l_0 прийнято з чисельного експерименту для співпадання часу запалення ДР. Швидкість видалення матеріалу k реально залежить від площі ЕІ та матеріалу ЕЗ і змінюється в дуже широких межах. Цей коефіцієнт підібрано для більш наглядного відображення плинущу процесу РОД у часі і має значення $k=1.1$.

На рис.4 наведено модель вирішення системи диференціальних рівнянь, а на рис.5 відповідні графіки залежностей швидкості видалення(з'єму) матеріалу при горінні ДР в системі без подачі електрода інструмента.

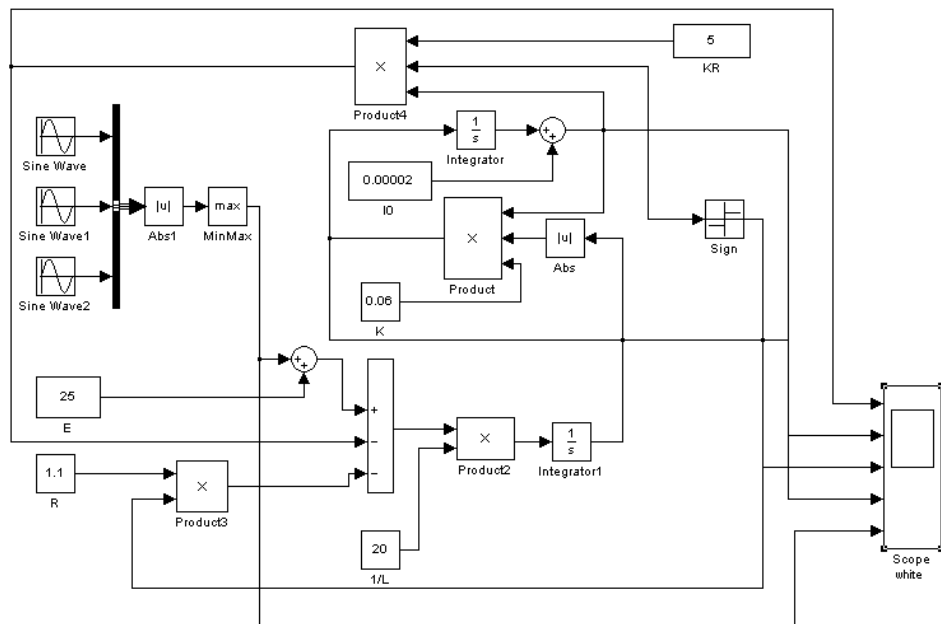


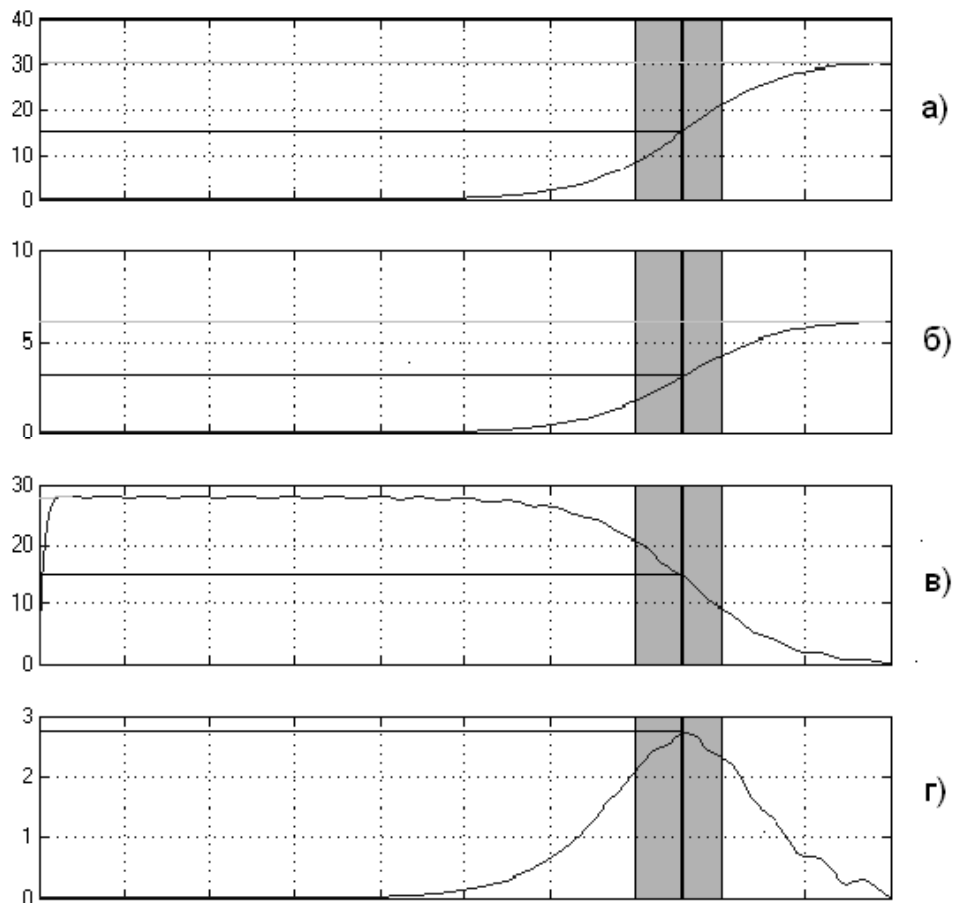
Рисунок 4 - Модель для визначення продуктивності (з'єму матеріалу) ДР РОД при сталому положенні ЕІ відносно ЕЗ

На рис.5 наведені графіки залежностей змінення параметрів моделі у часі.

З наведених графіків можна зробити наступні висновки:

- ДР при використанні ДЖ постійного струму не є безперервним у часі при незмінному положенні ЕІ відносно ЕЗ;
- щоб отримати найвищу продуктивність процесу РОД потрібно утримувати падіння напруги у міжелектродному проміжку близьке до $\frac{1}{2}$ значення ЕРС ДЖ.;
- подача ЕІ відносно ЕЗ повинна вибиратися у залежності від параметрів, які можна визначити з [13] системою автоматики;

- удосконалення ММ потребує введення залежностей від електромагнітних, теплових та гідродинамічних факторів, які впливають на ТП РОД.



а) зміна $I_{дж}$; б) зміна I (відстань між ЕІ та ЕЗ); в) зміна; $U_{дж}$
г) швидкість видалення матеріалу при ДР РОД(продуктивність)

Рисунок 5 - Графіки залежностей параметрів моделі ДР при РОД

Список літератури

1. Александров А.Г., Милютин В.С. Источники питания для дуговой сварки. – М.: Машиностроение. – 1982. – 77с.
2. Насуленко В.И. Размерная обработка металлов электрической дугой. – Электронная обработка материалов; 2005; №1.- С.8-17
3. Грановский В.Л. Электрический ток в газе. Установившийся ток. – М.: Наука. – 1973. – 544 с.
4. Кесаев И.Г. Катодные процессы электрической дуги. – М.: Наука, 1968. – 244 с.
5. Жуков М.Ф., Коротеев А.С., Урюков Б.А. Прикладная динамика термической плазмы. – Новосибирск: Наука. – 1975. – 300 с.
6. Евгения Бенькович и др. Практическое моделирование динамических систем- СПб.: БХВ-Петербург, 2002.- 464 с.

В статье рассмотрен вопрос построения математической модели дугового разряда, который возникает при электроэрозионной обработке токопроводящих материалов методом РОД и постоянном положении электрода инструмента относительно электрода заготовки.

The question of construction of mathematical model of arc digit which arises up at the electromachining of tokoprovodyaschykh materials by a method ROD and permanent position of electrode of instrument in relation to the electrode of purveyance is considered in the article.

**В.М. Каліч, проф., канд. техн. наук, С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук,
М.С. Віхрова, асп.**

Кіровоградський національний технічний університет

Застосування комбінованого принципу регулювання для створення АСУ гідросистем

В статті доведена необхідність реалізації ідей динамічного проектування з метою створення автоматизованої системи управління гідротрансмісіями машин та агрегатів широкого класу на базі комбінованого принципу регулювання

гідропривід, гідротрансмісія, аксіально-поршневий насос, автоматизована система, регулятор

Гідравлічні приводи широко використовуються у виробництві для здійснення руху робочих органів різноманітних машин. Особливо широко застосовуються гідроприводи в умовах, коли навантаженню необхідно передати потужність більшу за 7 кВт або необхідна висока швидкість у порівнянні з електромеханічними для управління робочими органами машин, які включені в замкнений технологічний цикл – в циклових системах управління.[4] До них відносяться системи управління металорізальними верстатами та автоматичними лініями, роботами-маніпуляторами та пресами, технологічними машинами металургійної, легкої, харчової промисловості та мобільними агрегатами сільськогосподарського виробництва тощо.

Широке розповсюдження гідравлічних приводів в цих галузях визначається їх важливими перевагами, до яких слід перш за все віднести можливість отримання великих сил та обертових моментів при порівняно малих розмірах гідравлічних двигунів, плавність переміщення та безступеневе регулювання швидкостей у великому діапазоні, малу інерційність, можливість управління режимами обробки під час їх руху. Високі компоновані якості гідравлічних систем, що базується на конструктивній незалежності розташування окремих агрегатів, дозволяють створювати машини, які відрізняються великою продуктивністю, надійністю та малою матеріалоемністю.

Подальший розвиток та удосконалення гідроприводів пов'язаний з підвищенням їх якості та ефективності. Головним показником якості даного класу технічних приладів є точність підтримання кутової частоти обертання в умовах випадкових змін навантаження. Мірою їх ефективності може виступати коефіцієнт корисної дії. Одним з найбільш перспективних шляхів для створення конкурентноспроможних приводів (гідротрансмісій) є автоматизація процесу регулювання їх швидкості.. До переваг регульованого гідроприводу слід віднести [2] : менші габарити і масу у порівнянні з нерегульованим здебільшого за рахунок відсутності важких навантажених частин; безступеневе регулювання швидкості робочих рухів, що дозволяє спростити САУ приводу та поліпшити умови праці робітників; зручність керування, що дозволяє впровадити енергоощадні технології; зменшення швидкості старіння робочої рідини, а також надійне запобігання від перевантажень двигуна та робочих органів за рахунок використання запобіжних пристосувань.

Гідроприводи складаються, як правило, з двох частин: насосу та двигуна. Регулювання відбувається за рахунок зміни одного або декількох параметрів насосу.

Застосування багатосекційних насосів з метою регулювання викликає деякі складнощі, незважаючи на спрощення конструкції гідроприводу, оскільки важко

досягти співвісного розташування валів, що веде до перекошування вузлів і до нерівномірного нагріву окремих секцій.[1]

За останні роки, завдяки дослідженням ряду наукових організацій, були спроби створення шестеренних насосів з регульованою об'ємною подачею.[5]. Однак, недостатня надійність роботи цих насосів, особливо при роботі на високих тисках, становить велику перешкоду для реалізації конструкцій, що пропонуються на практиці у виробництві. Крім того, власний аналіз роботи шестеренного насоса дозволив стверджувати, що жорстка конструкція цих насосів не дозволяє здійснювати управління шляхом зміни конструктивних параметрів.

Існуючі сьогодні традиційні методи розробки систем регулювання (автоматики) гідроприводів, які не враховують випадковий характер зміни навантажень в реальних експлуатаційних умовах, ведуть до необґрунтованого ускладнення та подорожчання конструкцій і не дозволяють впроваджувати енергоощадні технології.

Регульовані насоси гідравлічних систем повинні забезпечувати високий діапазон регулювання при збереженні номінального робочого тиску та подачі при максимальному коефіцієнті подачі та механічному коефіцієнті корисної дії. Таким вимогам задовольняють аксіально-поршневі насоси, що мають переваги у порівнянні з іншими типами аналогічного устаткування.

Аксіально-поршневі насоси, які останнім часом випускаються ВАТ "Гідросила" (м. Кіровоград) мають у своєму складі елементи, що дозволяють здійснювати автоматичне управління. Зокрема, регульовані насоси мають в своєму складі регулятори подачі та тиску, які підтримують подачу насоса на заданому рівні незалежно від навантаження та обмежують значення максимального тиску в гідро лінії. Але здійснювати всі завдання автоматичного управління в повному обсязі ці елементи не дозволяють, тому запропонована оригінальна система автоматичного управління, яка дозволить підвищити економічність та вдосконалити конструкцію аксіально-поршневого насоса з регульованою об'ємною подачею, а також використовувати повну потужність привідного двигуна шляхом автоматичної зміни подачі насоса в залежності від зміни як тиску в гідроприводі, так і частоти обертання його вихідного валу.

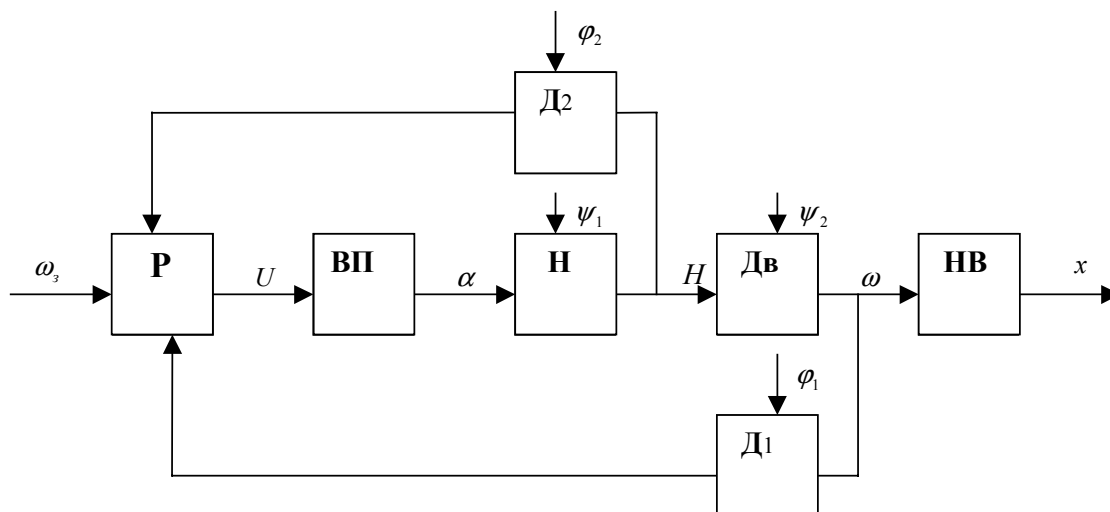
Аналіз відомих методів та принципів регулювання [3], та проведені нами дослідження показали, що найбільш ефективна та якісна система може бути побудована за комбінованим принципом регулювання. Єдиною умовою її успішного функціонування є раціональне поєднання принципів зворотного зв'язку та керування за збуренням. Якість поєднання визначається процедурами синтезу закону регулювання.[2] Функціональна схема такої системи представлена на мал.1. Вона складається з:

Особливість роботи гідротрансмісій полягає в тому, що завади вимірювань (ϕ_1 та ϕ_2) та внутрішні впливи (ψ_1 та ψ_2) являють собою стаціонарні випадкові процеси, а об'єкт регулювання характеризується різноманітними нелінійностями.

Задача знаходження структури та параметрів регулятора в таких умовах повинна розв'язуватись в результаті виконання етапів динамічного проектування систем.[2].

Завдання регулятора в системі з одним зворотнім зв'язком зводиться до порівняння двох сигналів. Якщо присутні два зворотних контури, то регулятор повинен мати властивості екстраполятора.

Наявність в даній системі датчиків напору та швидкості обертання, які достатньо широко розповсюджені, дозволяють реалізувати комбінований принцип регулювання в подібній трансмісії.



Н – гідронасос управляємий; Дв – гідродвигун; ВП – виконавчий пристій; НВ – вихідне навантаження;
 Р – регулятор; Д₁ – датчик швидкості обертання вихідного валу; Д₂ – датчик напору;
 φ₁ та φ₂ – динамічні складові похибок вимірювання (завади вимірювання);
 ψ₁ та ψ₂ – внутрішні впливи, пов'язані з особливостями технології виготовлення;
 ω, ω₃ – швидкості обертання; α – конструктивний кут нахилу насосу; x – вихідний сигнал.

Рисунок 1 - Функціональна схема регульованої трансмісії

Обґрунтування необхідності застосування комбінованого принципу регулювання може бути здійснено поетапно. На першому етапі необхідно виконати дослідження контуру за відхиленням. Аналіз цієї системи з урахуванням початкових даних дозволив отримати передаточну функцію у вигляді:

$$W(z) = \frac{0,91155(z + 0,25)}{z^2 - 0,08845z + 0,2279} \quad (1),$$

де z – комплексна величина.

Алгоритм роботи такої системи у вигляді рекурентного співвідношення:

$$\Delta U(n) = 1,91 \cdot 10^{-7} \Delta H(n) + 4,78 \cdot 10^{-8} \Delta H(n-1) - 7,82 \cdot 10^{-2} \Delta U(n-1). \quad (2),$$

де ΔU – зміна керуючого сигналу;

ΔH – зміна напору насосу;

n – номер відліку.

По результатам аналізу побудований графік перехідної характеристики, який наведений на мал.2. Час регулювання становить величину порядку 0,01с, пере регулювання не перевищує 20%, а стала похибка відсутня.

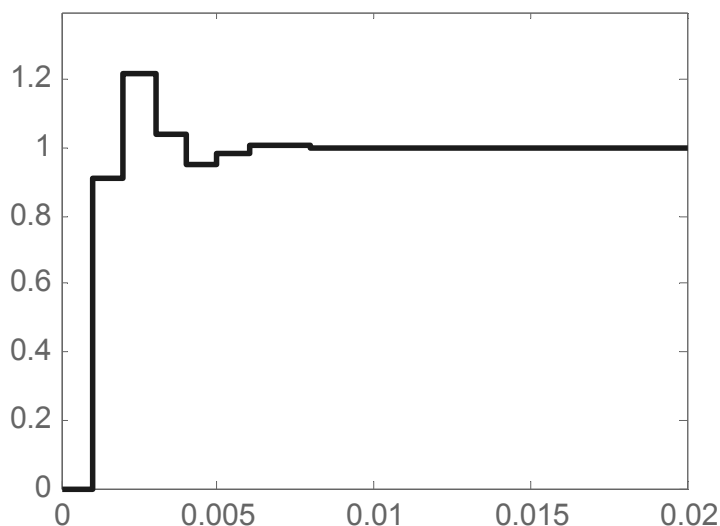


Рисунок 2 –Перехідна характеристика

Таким чином, отримані показники доводять необхідність реалізації ідей динамічного проектування для створення АСУ гідравлічних передач, що дозволять досягти максимальної якості роботи при обмеженнях на необхідні ресурси.

Список літератури

1. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач. Вибрации в технике и технологиях. 2003, №4(30).– С.3-6.
2. Блохін А.М., Буряченко М.Ю. Статистична динаміка систем управління.-К.: НАУ, 2003.-208 с.
3. Винер Н. Кибернетика или управление и связь в животном и машине: Пер.с англ.И.В.Соловьева /Под ред. Г.Н.Поварова.- 2-е изд.- М.: Сов.радио, 1968.- 326с.
4. Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления. Пер.с англ. Б.И.Кононова.- М.: Лаборатория базовых знаний, 2002. – 832 с.
5. Кулешков Ю.В. Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин/ КДТУ, 2004, випуск 34, 1. – С.178-186.

В статье доказана необходимость реализации идей динамического проектирования с целью создания автоматизированной системы управления гидра трансмиссиями машин и агрегатов широкого класса на базе комбинированного принципа регуляции

In the article the necessity of realization of ideas of the dynamics planning is well-proven with the purpose of creation of the automated control system hydra by the transmissions of machines and aggregates of wide class on the base of the combined principle of adjusting.

Нечеткая адаптивная система управления обжигом Клинкера во вращающейся печи

В статье предложена структура адаптивной системы управления обжигом клинкера в печи функционирующая по нечеткому алгоритму.

клинкер, блок адаптации, таблицы лингвистических правил, переходные процессы

Обжиговая печь для производства цементного клинкера представляет собой вращающуюся на специальных опорах трубу (корпус печи), в которую поступает сырьевая известняково-глиняная смесь. Вследствие вращения и некоторого наклона корпуса смесь постепенно перемещается вдоль корпуса, проходя последовательно зоны подогрева, декарбонизации, спекания и предварительного охлаждения. Сырьевая смесь поступает в короткую вращающуюся обжиговую печь, в которой происходят процессы декарбонизации и спекание смеси до высоких температур с последующим образованием клинкера [1].

Головная часть печи включает в себя установку для подачи первичного воздуха и газа в форсунки печи. В обжиговой печи откорректированную и перемешанную сырьевую смесь подвергают постепенному нагреву до 1450°C и последующему охлаждению, в процессе которых смесь претерпевает сложные физические и химические превращения. По характеру процессов, протекающих в сырьевой смеси во время ее нагревания выделяют следующие температурные зоны: до $0 - 800^{\circ}\text{C}$ – подогрева (дегидратации), $800 - 1100^{\circ}\text{C}$ – декарбонизации (кальцинирования); $1100 - 1300^{\circ}\text{C}$ – экзотермических реакций, $1300 - 1450 - 1300^{\circ}\text{C}$ – спекания и $1300 - 1000^{\circ}\text{C}$ – охлаждения (рис.1)

Структуры систем автоматической стабилизации температуры клинкера во вращающихся печах во многом зависят от способа производства цемента, вида топлива, типа холодильника и габаритов печей. Многочисленные исследования показывают, что технологические и теплотехнические процессы, протекающие во вращающихся печах, характеризуются многообразием и сложной взаимосвязью, что существенно затрудняет создание эффективной систем автоматизации [2]. Физические и химические процессы, происходящие во вращающейся печи весьма сложны, зачастую протекают в неопределенных условиях, поэтому управление печью является одной из труднейших задач в рассматриваемой области.

Основные технологические режимы работы обжиговой печи контролируют опытные операторы, и часто переходя на ручной режим управления, они обеспечивают более высокую эффективность протекания технологического процесса. Для использования их знаний и опыта предлагается применить теорию нечетких множеств.

происходит этап фаззификации входных значений, а элементах 3 и 7 – этап дефаззификации выходных управляющих воздействий.

Для разработки ТЛПА задается желаемый вид процесса управления. Необходимо отметить, что трудно представить точную траекторию желаемой реакции объекта управления, а иногда просто нецелесообразно предъявлять к проектируемой системе идеализированные жесткие требования. Эффективнее будет выделение некоторой допустимой области, внутри которой качество работы системы управления воспринималось бы как удовлетворительное и лишь при нарушении границ области применялись бы некоторые адаптирующие воздействия. Очень часто эксперт способен интуитивно выделять допустимую область, основываясь на своем опыте, а также из концептуальной модели о желаемой реакции объекта управления. Представим эти знания в виде лингвистических правил, в которых приняты следующие обозначения, (ПБ – положительное большое, ПМ – положительно малое, ОМ – очень малое, М – малое, МС – меньше среднего, С – среднее, БС – больше среднего, Б – большое) например:

- ЕСЛИ первое отклонение Δg^* ПБ И время регулирования t_p^* Б, ТО переходный процесс не удовлетворительный и необходима ОБ адаптация ИНАЧЕ\$

- ЕСЛИ первое отклонение Δg^* М И время регулирования t_p^* М, ТО переходный процесс удовлетворительный/

Функции принадлежности ЛП „отклонение” и ЛП „время регулирования” на (рис.3 -4).

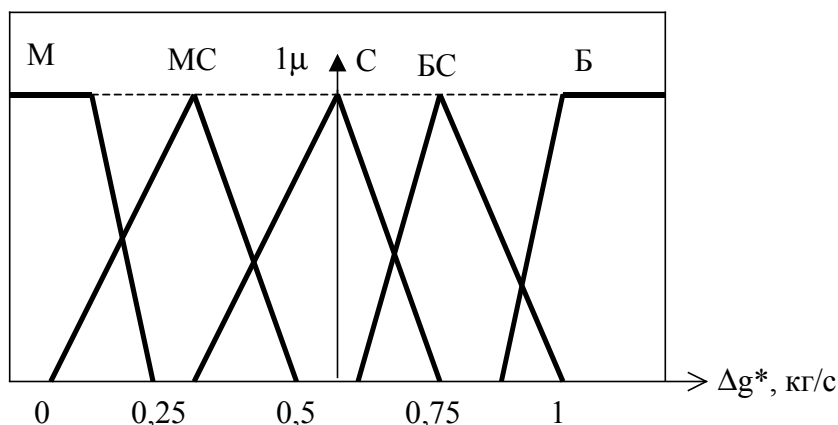


Рисунок.3 – Функции принадлежности ЛП „отклонение”

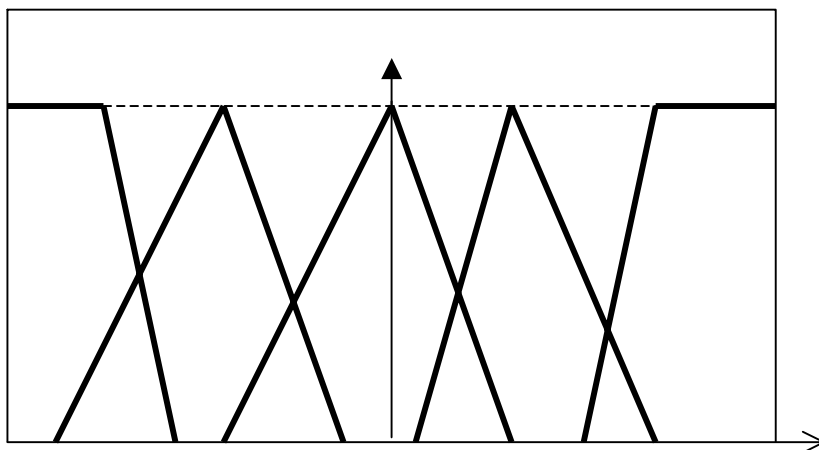


Рисунок 4 – Функции принадлежности ЛП „время регулирования”

Существует и другая методика, предложенная зарубежными учеными С. Ассилиани и Т. Просиком [3,4], например:

ЕСЛИ ошибка e^* ПБ, И скорость изменения ошибки e^{**} ПБ, ТО переходный процесс системы удовлетворительный и адаптация не нужна ИНАЧЕ,

ЕСЛИ ошибка e^* ПМ, И скорость изменения ошибки e^{**} ПБ, ТО переходный процесс системы неудовлетворительный и необходима отрицательно средняя адаптация управления u^a .

или

$$R_k^a = E_i \times E_j^* \times U_e^a, \quad (1)$$

$$i = \overline{1, n}, j = \overline{1, n}, e = \overline{1, n}, k = \overline{1, n}$$

где R_k^a – нечеткое описание правила в пространстве $E_i \times E_j \times U_e^a$; E_i, E_j, U_e^a – соответственно, нечеткие подмножества ошибки, скорости изменения ошибки и адаптации управления.

Полученные нечеткие описания правил формируют матрицу нечетких отношений [2] (МНО):

$$R^a = R_1^a \vee R_2^a \vee \dots R_k^a \vee \dots R_{n4}^a, \quad k = \overline{1, n}. \quad (2)$$

Назначением матрицы R^a является выработка адаптирующего воздействия при выходе траектории переходного процесса за допустимые границы.:

Процедура синтеза нечеткого регулятора заключается в определении множества лингвистических правил управления и значений коэффициентов масштабирования k_e, k_e^* и k_u , обеспечивающих желаемое качество процесса управления, а для нечеткого адаптивного регулятора необходимо дополнительно определить множество лингвистических правил адаптации управления. Структура адаптивной системы управления предложенная Р.Алиевым и др. [4] предлагается к применению в условиях регулирования температуры в зоне подогрева печи.

Так как таблица лингвистических правил (ТЛП) основного контура и контура нечеткой адаптации имеют идентичные входы, то в нечетком адаптивном регуляторе рассматриваются четыре нечетких множества

$$E_i (i = \overline{1, 5}); E_j^* (j = \overline{1, 5}); U_l (l = \overline{1, 5}); U_k^a (k = \overline{1, 5}). \quad (3)$$

где E_i, E_j^*, U_l, U_k^a - соответственно нечеткие множества ошибки, скорости изменения ошибки, управления и адаптации управления.

Как отмечалось выше, процедура адаптации управления заключается в корректировке некоторого правила из ТЛП основного контура регулятора, приведшего к текущей неудовлетворительной реакции объекта управления. Рассмотрим эту процедуру подробнее. Допустим, что некоторое правило из ТЛП основного контура явилось причиной текущего неудовлетворительного (по ТЛП контура нечеткой адаптации) выхода объекта.

Текущая неудовлетворительная реакция объекта была установлена некоторым правилом из ТЛП контура адаптации, нечеткое описание которого составляет матрицу

$$R_m^a = E_m \times E_m^* \times U_m^a. \quad (4)$$

где m – индекс текущего времени опроса (интервал дискретности 30 секунд).

Очевидно, что неудовлетворительное правило должно быть заменено скорректированным:

$$R' = E_{m-k} \times E_{m-k}^* \times U^H, \quad (5)$$

где $U^H = F \{u_{m-k} + u_m^a\}$, k – индекс времени регулирования.

Таким образом, в ТЛП будет занесено новое правило, которое для текущих значений параметров объекта управления предпочтительнее. Для решения вопроса адаптации управления, соответствующего неудовлетворительному правилу,

представляется целесообразным использовать четкое значение U_n^a в соответствии со следующим алгоритмом:

$$u^0 = u_m + u_m^a, \quad (6)$$

где $u_n = D \{U_m\}$; $u_n^a = D \{U_m^a\}$; D – оператор перехода от нечеткой переменной к четкой (рис.5).

Указанные подмножества определены для соответствующих лингвистических термов:

$$\begin{aligned} U_1^* &= OM(u, \mu_1(u)); \\ U_2^* &= M(u, \mu_2(u)); \\ U_3^* &= C(u, \mu_3(u)); \\ U_4^* &= B(u, \mu_4(u)); \\ U_5^* &= OB(u, \mu_5(u)), \end{aligned} \quad (7)$$

где $U_1^* (l=\overline{1,5})$ – лингвистический терм соответствующий лингвистической переменной нечеткого подмножества U_l ;

$\mu_1(u)$ – функция принадлежности нечеткого множества U_1 .

Аналогичным образом на принятом языке определены нечеткие подмножества для скорости изменения ошибки:

$$E_j^* = (e_m^*, \mu_j(e_m^*)), \quad j = \overline{1,5}; \quad (8)$$

адаптации управления:

$$U_k^a = (u^a, \mu_k(u^a)), \quad k = \overline{1,5}; \quad (9)$$

ошибки управления:

$$E_i = (e_m, \mu_i(e_m)), \quad i = \overline{1,6}. \quad (10)$$

Число лингвистических термов ошибки больше количества других термов на один вследствие того, что для ошибки добавлены термы ОН (отрицательно ноль) и ПН (положительный ноль) вместо терма Н (нулевого) (рис.7).

В выражениях (8) – (10) масштабированные величины e_m и e_m^* определены следующим образом:

$$e_m = k_e e; \quad e_m^* = k_e e^*. \quad (11)$$

На (рис. 5-7). представлены пределы изменения ряда нечетких множеств и графики их функций принадлежности $\mu_1(u^0)$, $\mu_k(u^a)$, $\mu_j(e_m^*)$, $\mu_i(e_m)$, соответствующих управлению $U_l (l = \overline{1,5})$, адаптации управления $U_k^a (k = \overline{1,5})$, скорости изменения ошибки $E_j^* (j = \overline{1,5})$, ошибки $E_i (i = \overline{1,7})$.

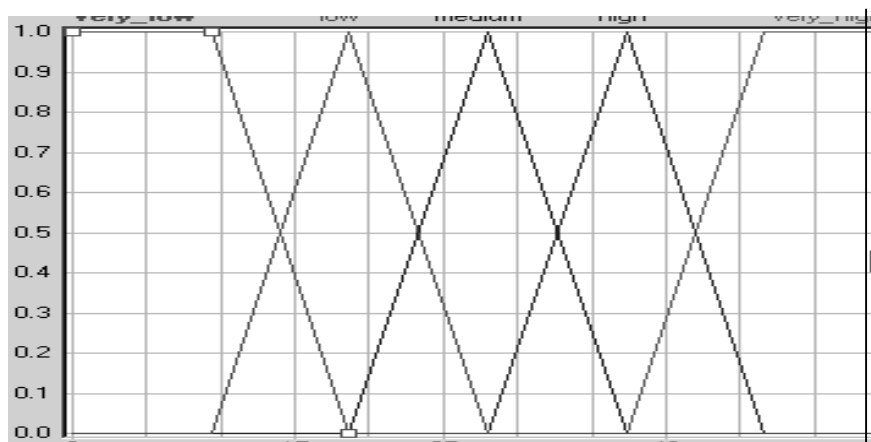


Рисунок 5 – Функции принадлежности лингвистической переменной „скорость изменение ошибки”

Введение дополнительных термов ОН и ПН в ЛП „ошибка управления” или „отклонение” способствует более точному нахождению степени истинности отклонения, введению новых правил в ТЛП и, соответственно, лучших показателей качества переходных процессов регулирования.

Разработанные таблицы лингвистических правил основного контура и ТЛПА контура адаптации представлены в (табл. 1-2).

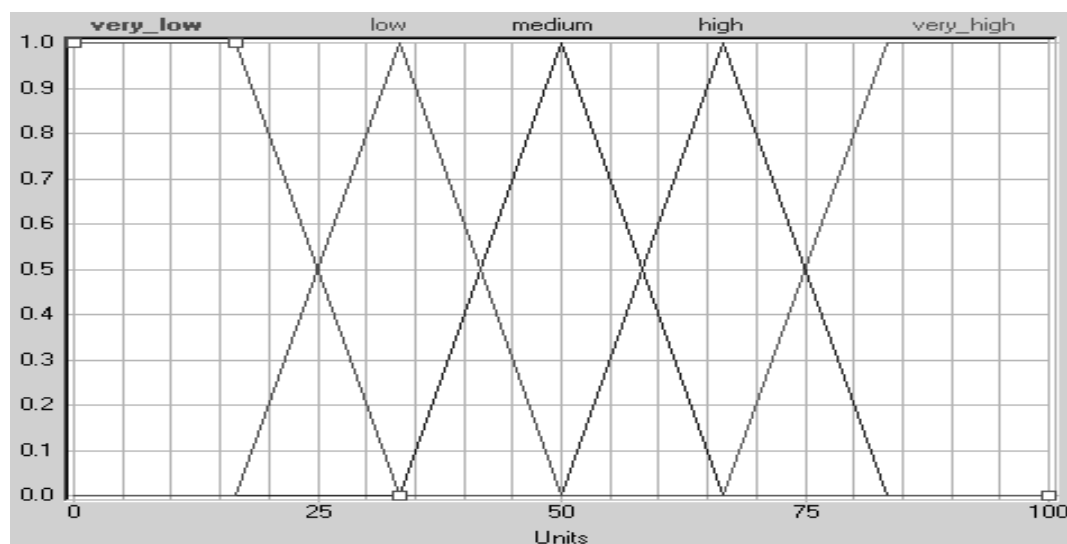


Рисунок 6 – Функции принадлежности лингвистической переменной „управляющее воздействие”

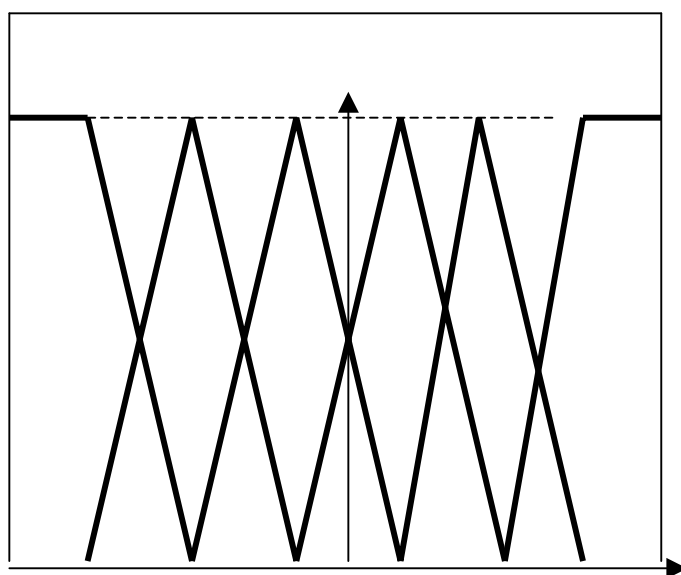


Рисунок 7 – Функции принадлежности лингвистической переменной „отклонение”

На рис. 7: ОБ - отрицательно большая, ОС – отрицательно средняя, ОН – отрицательно нулевая, ПН – положительно нулевая, ПС – положительно средняя, ПБ – положительно большая.

Таблица 1 – Таблица лингвистических правил по определению управляющего воздействия подачи газа на форсунку зоны подогрева

отклонение $e(t)$	производная от отклонения - $e(t)^*$				
	ОМ	М	С	Б	ОБ
ОБ	С	С	С	Б	ОБ
ОС	С	С	С	ОБ	ОБ
ОН	М	С	С	С	Б
ПН	ОБ	С	С	С	Б
ПС	М	С	Б	ОБ	ОБ
ПБ	ОБ	ОБ	ОБ	ОМ	ОМ
Управляющее воздействие по отклонению $u(t)$					

Таблица 2 – Таблица лингвистических правил по определению адаптации управляющего воздействия подачи газа на форсунку зоны подогрева

отклонение $e(t)$	производная от отклонения - $e(t)^*$				
	ОМ	М	С	Б	ОБ
ОБ	ОМ	ОМ	М	С	Б
ОС	М	М	С	С	Б
ОН	С	С	С	С	С
ПН	ОБ	С	С	С	Б
ПС	ОМ	ОМ	ОМ	С	С
ПБ	ОМ	ОМ	С	С	С
Адаптация управляющее воздействие по отклонению $u^a(t)$					

Аналогичные ТЛП применимы для нечетких адаптивных регуляторов регулирующих температуру клинкера в зонах спекания и декарбонизации.

Для апробации предложенных моделей управления и сравнительного анализа качества управления нечеткой адаптивной системы и системы с типовыми регуляторами воспользуемся специализированным пакетом fuzzyTECH [5] (рис.8).

Информация о сигнале рассогласования (ошибке) и скорости ее изменения поступает в ТЛП1 (табл.1), выходом которой является управляющее воздействие (изменение процента хода регулирующего органа – газового клапана). Программа оснащена дополнительной адаптивной ТЛП2 (табл.2).

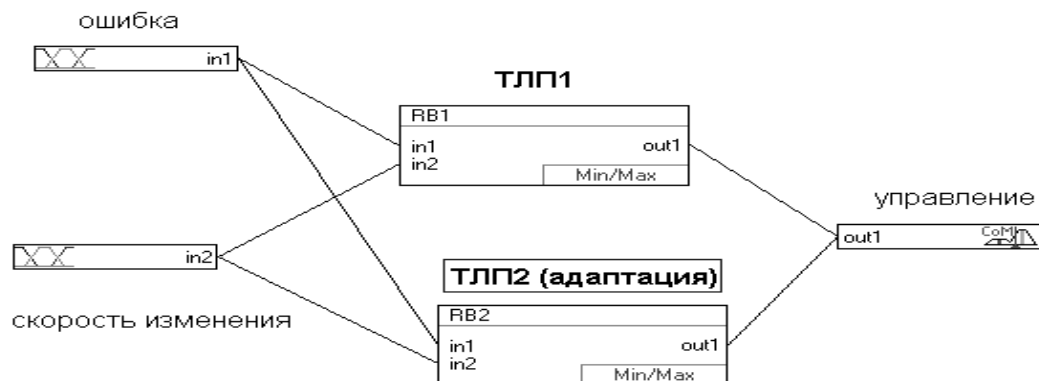


Рисунок 8 – Проект программы нечеткого адаптивного управления температурой клинкера в зоне подогрева, выполненной в пакете fuzzyTECH

Представленная программа отражает структуру нечеткой адаптивной системы (рис.2). Информация о сигнале рассогласования и скорости его изменения поступает одновременно в ТЛП1 (основного контура) и ТЛП 2 (адаптивного). Управляющие правила представлены в таблицах (табл.1 – 2). С помощью ТЛП 2 производится оценка качества переходного процесса и коррекция правил ТЛП1.

Апробация разработанных систем управления в специализированном пакете fuzzyTECH и сравнительный анализ переходных процессов позволяет прийти к заключению о преимуществе нечеткой адаптивной АСР.

В связи с проведенным обзором научных работ и апробацией нечеткой адаптивной системы можно отметить, что значительное изменение значений параметров объекта управления влечет за собой модификацию управляющих правил в ТЛП, что успешно производит адаптивный контур (ТЛПА) и, соответственно, такая корректировка позволяет получить выходной продукт заданного качества не зависимо от значительных изменений состояния объекта управления.

Список литературы

1. Инцелев Р.И., Кацман А.Д., В.С. Шидлович. Автоматизированное управление обжигом при производстве цемента.-Л.:Стройиздат,1988.-152с.
2. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений . – М.: Мир, 1976 . – 289 с.
3. Алиев Р.А., Церковный А.Э., Мамедова Г.А. Управление производством при нечеткой исходной информации. М.: Энергоиздат. 1991. – 234 с.
4. Нечеткие множества в моделях управления и искусственного интеллекта/ Под.Ред. Д.А. Поспелова – М.: Радио и связь, 1982. . – 490 с.
5. Леоненков А. Ю. Нечеткое моделирование в среде Matlab и fuzzyTech. – С. - Птб.: БХВ, 2003. – 720 с.

В статті запропонована структура адаптивної системи керування випалом клінкера в печі, яка функціонує по нечіткому алгоритму.

In the article the structure of the adaptive control system by burning of clinker in stoves is offered functioning on an unclear algorithm.

Ідентифікація співвідношення руда/вода на вході кульового млина

В статті приведені результати досліджень алгоритмічного методу підвищення точності ідентифікації технологічних параметрів при управлінні кульовими млинами. Показано, що можлива ідентифікація співвідношення руда/вода на вході кульового млина по технологічним параметрам його комунікацій в умовах вимірювання витрати пульпи в піщовому жолобі з пониженою точністю.

ідентифікація співвідношення, технологічні параметри комунікацій кульового млина

На залізорудних збагачувальних фабриках подрібнення вихідної руди є одним з найважливіших процесів, оскільки на нього витрачається майже 50 % енергетичних затрат. Найбільш розповсюджені на сучасних залізорудних комбінатах технологічні схеми, що містять кульовий млин і спіральний механічний класифікатор, які працюють в замкнутому циклі. Автоматизація технологічних процесів у кульових млинах забезпечує значне підвищення ефективності подрібнення руди. Ці задачі впродовж багатьох років розв'язував ряд авторів і наукових колективів. Результати таких досліджень викладені, наприклад, в роботі [1]. Розробку систем автоматичного управління процесами у кульових млинах продовжували наукові колективи і окремі вчені. Узагальнене викладення даної проблеми показує [2], що вона залишається до кінця не розв'язаною. Про це свідчать також останні публікації по даній проблемі.

Загальна стратегія вирішення нагальних проблем чорної металургії в Україні повинна спрямовуватися на збереження експортного потенціалу гірничо-металургійного комплексу з метою забезпечення валютних надходжень в Україну, підвищення конкурентоспроможності продукції шляхом зменшення її собівартості, проведення реконструкції підприємств, створення промислово-фінансових груп за технологічними ланцюжками та оновлення виробничих фондів [3]. Аналіз структури собівартості виробництва металопродукції свідчить, що собівартість формується, головним чином, на базі цін на сировинні матеріали, устаткування та енергетичні ресурси [3]. Отож, важливим є зменшення собівартості головного сировинного матеріалу – залізорудного концентрату. На залізорудних збагачувальних комбінатах, які виробляють залізорудні концентрати, не використані всі можливості для зменшення собівартості продукції. Це в значній мірі відноситься до процесів подрібнення руди в кульових млинах. Оскільки в них у великих масштабах продовжують перевитрачатись матеріальні та енергетичні ресурси, дана проблема потребує якомога швидшого розв'язання. Розв'язання проблеми спрямовано на реалізацію напрямку “Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі”, передбаченого Законом України від 11 липня 2001 року № 2623-III “Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки”. Крім того, матеріали даної публікації стосуються виконання

науково-дослідної роботи “Комп’ютерно-інтегрована система автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням” (державний реєстраційний номер 0105V008334), спрямованої на розв’язання даної проблеми.

Задача автоматичної стабілізації розрідження пульпи в кульових млинах є складовою даної проблеми, оскільки від кількості води в твердому залежать умови подрібнення руди та транспортування готового продукту. При крупності руди більше 13 мм найбільша продуктивність кульових млинів забезпечується, якщо додавати 25...30 % води. Більш дрібний матеріал потребує 30...50 % води [4]. Тип руди, яку переробляють, визначає конкретний вміст води. При подрібненні руд в кульових млинах отримують певну кількість зерен однакового розміру. А.М. Бонч-Бруєвич, В.Л. Биков, П.І. Чинаєв вказують, що оптимальну продуктивність подрібнювального агрегату, при якій забезпечується максимальний вихід готового продукту, можливо отримати лише при певному завантаженні кульового млина та певному співвідношенні руда/вода [5]. Отже, автоматичне регулювання співвідношення руда/вода в кульовому млині є актуальною задачею.

Розв’язати дану задачу не дозволяє зміна циркулюючого навантаження в широких межах. Автоматичне регулювання розрідження пульпи безпосередньо в барабані кульового млина [6] відрізняється низькою точністю, оскільки не враховує циркулююче навантаження. Системи автоматичного регулювання з контролем густини пульпи в розвантаженні кульового млина [7] відрізняються великим транспортним запізнюванням, низькою точністю густиномірів та невідповідністю параметрів на вході та виході технологічного агрегату. Системи автоматичного регулювання заданого співвідношення руда/вода на вході кульового млина мають більші перспективи, оскільки не відрізняються запізнюванням та формують середовище безпосередньо перед початком технологічного процесу. Ці переваги привели до реалізації кількох підходів автоматичної стабілізації даного параметра [8, 9, 10, 11, 12, 13]. Однак, як показує аналіз, жодна з запропонованих систем автоматичної стабілізації співвідношення твердого до рідкого на вході кульового млина по різних причинам реалізованою бути не може. Враховуючи сказане, таку систему необхідно розробити. Однією з її складових є засіб ідентифікації співвідношення руда/вода на вході кульового млина, однак він ніким не розроблявся і не досліджувався.

Метою даної роботи є дослідження можливості ідентифікації співвідношення руда/вода на вході кульового млина по технологічним параметрам його комунікацій в умовах вимірювання хоч би одного з них з похибкою, що перевищує задану похибку визначення результуючого параметра.

Похибка контролю технологічних параметрів при керуванні кульовими млинами не повинна перевищувати $\pm 3,0$ % [14]. Оскільки безпосередньо виміряти співвідношення руда/вода не можливо, його необхідно ідентифікувати за іншими технологічними параметрами. Тому помилка ідентифікації також не повинна перевищувати $\pm 3,0$ %.

Кульовий млин має достатньо складні комунікації, по яким на його вхід подаються матеріали (рис. 1). В кульовий млин (рис. 1) матеріал надходить

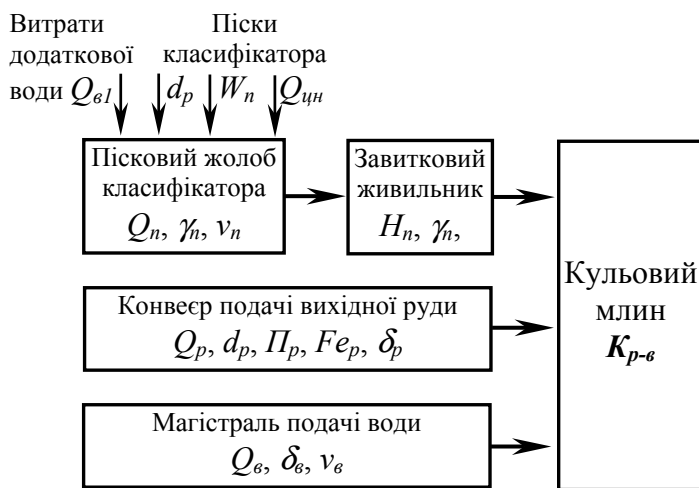


Рисунок 1 – Вхідні комунікації кульового млина та їх інформативність

навантаження $Q_{цн}$, середнім розміром частинок твердого в пісках d_n , вмістом вологи в пісках W_n , витратами додаткової води $Q_{вI}$, витратами пульпи Q_n , густиною пульпи γ_n , швидкістю пульпи v_n , завитковий живильник – величиною рівня пульпи H_n в приймальному пристрої, її густиною γ_n . Всю чи частину даної інформації можливо використати для ідентифікації співвідношення руда/вода $K_{p-в}$ на вході кульового млина. Особливістю тут є те, що вимірювання певних технологічних параметрів не можливо здійснити з точністю, якої вимагає технологічний процес. Це, наприклад, можна віднести до вимірювання циркулюючого навантаження $Q_{цн}$, витрат пульпи Q_n у пісковому жолобі класифікатора.

Точність вимірювання, наприклад, витрати матеріалу у потоці може бути підвищеною використанням багатоканального вимірювання та безприладною лінеаризацією статичних характеристик чутливих елементів. Однак похибка, яка визначається характером розподілу матеріалу в пісковому жолобі, залишається і вона значна по величині. Інші відомі методи не дозволяють в даних умовах підвищити точність вимірювання цих технологічних параметрів, оскільки не можливо контролювати збурюючі фактори. Тому задачу, треба розв'язувати на рівні ідентифікації узагальненого параметра – співвідношення руда/вода.

Для підвищення точності вимірювання окремих величин звичайно використовують структурні (адаптивні) методи, започатковані на використанні принципу інваріантності. В останні роки отримав розвиток алгоритмічний метод підвищення точності вимірювання, який також базується на інваріантному принципі, де вимірювана величина визначається в обчислювальному пристрої по зарані розробленому алгоритму. Аналіз показує, що дані методи не можливо застосувати для ідентифікації співвідношення руда/вода. В той же час необхідно відмітити, що при створенні систем автоматичного регулювання давно вже визнана доцільність неповного задоволення умов інваріантності. Це дозволяє застосовувати алгоритмічний метод підвищення точності визначення параметра безпосередньо в процесі ідентифікації, якщо задачу можна звести, наприклад, до алгоритму виду

трьома потоками – вихідна руда, вода, пульпа, які володіють значною інформативністю. Потік руди, яка транспортується конвеєром, утримує інформацію про масові витрати руди Q_p , її ситовий склад або середній розмір частинок d_p , подрібнюваність P_p , вміст заліза Fe_p , густину руди δ_p . Водяна магістраль характеризується витратами води $Q_в$, її густиною $\delta_в$, середньою швидкістю руху $v_в$, пісковий жолоб класифікатора – величиною циркулюючого

$$y = \frac{a \cdot x_1}{b \cdot x_2 + c \cdot x_1}, \quad (1)$$

де a, b, c – сталі коефіцієнти;

x_1 – параметр, який вимірюється зі значною похибкою;

x_2 – параметр, що визначається з малою похибкою.

В процесі ідентифікації параметр x_1 в чисельнику і знаменнику буде мати однакову величину $x_1 + \Delta x_1$ або $x_1 - \Delta x_1$, якщо Δx_1 – абсолютна помилка вимірювання. Тоді рівняння (1) можна записати

$$y = \frac{a \cdot (x_1 + \Delta x_1)}{b \cdot x_2 + c \cdot (x_1 + \Delta x_1)}, \quad (2)$$

або

$$y = \frac{a \cdot (x_1 - \Delta x_1)}{b \cdot x_2 + c \cdot (x_1 - \Delta x_1)}, \quad (3)$$

З залежностей (2) і (3) витікає, що при $b x_2 = 0$ відбувається повна компенсація помилки, $y = a/c$ і не залежить від помилки Δx_1 . В інших випадках буде частинна компенсація впливу похибки вимірювання Δx_1 на результат визначення y .

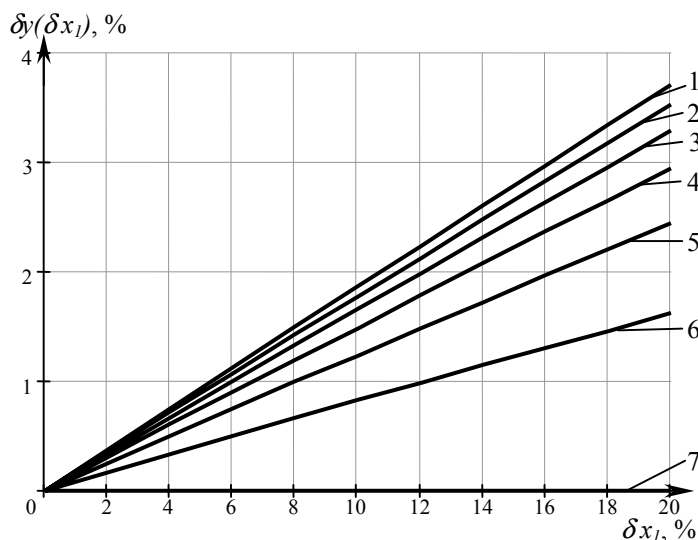


Рисунок 2 – Залежність похибки визначення параметра y (у відсотках) від похибки вимірювання параметра x_1 (у відсотках) при x_2 : 1 – 12; 2 – 10; 3 – 8; 4 – 6; 5 – 4; 6 – 2; 7 – 0

На рис. 2 приведена родина залежностей похибки визначення параметра y від похибки вимірювання параметра x_1 відповідно алгоритму (1) при $a = b = c = 1$, $x_1 = 4$, $x_2 = 0$; 2; 4; 6; 8; 10; 12. З рис. 2 видно, що при $b x_2 = 0$ (залежність 7) y не залежить від похибки вимірювання x_1 . При зростанні величини члена $b x_2$ виникає похибка визначення параметра y , однак вона складає менше 2 % (залежність 1) при похибці вимірювання параметра x_1 , що складає 10 %. Такі результати отримані при

$x_2 = 12$, $x_1 = 4$. В інших випадках результати будуть ще кращими. Отже, алгоритмічний метод може в певних умовах забезпечити необхідну точність ідентифікації співвідношення руда/вода при вимірюванні одного з технологічних параметрів зі значною похибкою.

Для комунікацій кульового млина може бути складений наступний алгоритм [15]

$$K_{p-e} = \frac{A \cdot (Q_n - Q_{e1}) + Q_p}{\delta_e Q_e + \delta_e Q_{e1} + K_n [A \cdot (Q_n - Q_{e1})]}, \quad (4)$$

$$\text{де} \quad A = \frac{\delta_p}{1 + K_n \frac{\delta_p}{\delta_\epsilon}} = \frac{\delta_p \delta_\epsilon}{\delta_\epsilon + K_n \delta_p}; \quad (5)$$

K_n – відносний вміст води в пісках класифікатора.

Алгоритм (4) показує, що в нього входить параметр Q_n – об'ємні витрати пульпи в пісковому жолобі класифікатора, який вимірюється зі значною похибкою. В ньому також існує механізм компенсації помилки вимірювання цього параметру. Для ідентифікації співвідношення руда/вода $K_{p-\epsilon}$ необхідно мати інформацію про об'ємні витрати пульпи Q_n в пісковому жолобі класифікатора, масові витрати руди Q_p в кульовий млин, витрати води Q_ϵ в кульовий млин, витрати води $Q_{\epsilon 1}$ в пісковий жолоб, вміст води в пісках класифікатора K_n і густину руди δ_p . На кінцевий результат ідентифікації будуть впливати похибки визначення кожного з цих параметрів. Вплив зміни технологічних параметрів на співвідношення руда/вода можливо оцінити по чутливості.

Абсолютна чутливість $K_{p-\epsilon}$ до кожного з технологічних параметрів являє собою частинну похідну (4) по кожній змінній. Тобто, отримаємо наступні оцінки

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_p} = \text{const}, \quad \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_n} = \text{const}, \quad \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_\epsilon} = \text{const}, \quad \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_{\epsilon 1}} = \text{const},$$

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial \delta_p} = \text{const}, \quad \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial K_n} = \text{const}. \quad (6)$$

З виразів (6) видно, що порівняти абсолютні чутливості в даному випадку між собою не можливо, оскільки вони мають різні розмірності. Зважаючи на це, необхідно розглядати відносні чутливості, позбавлені розмірів.

Відносні чутливості співвідношення руда/вода до технологічних параметрів приймуть наступний вигляд

$$S_{Q_p} = \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{K_{p-\epsilon}} \cdot \frac{Q_p}{\partial Q_p} = \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_p} \cdot \frac{Q_p}{K_{p-\epsilon}}, \quad S_{Q_n} = \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_n} \cdot \frac{Q_n}{K_{p-\epsilon}}, \quad S_{Q_\epsilon} = \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_\epsilon} \cdot \frac{Q_\epsilon}{K_{p-\epsilon}},$$

$$S_{Q_{\epsilon 1}} = \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_{\epsilon 1}} \cdot \frac{Q_{\epsilon 1}}{K_{p-\epsilon}}, \quad S_{\delta_p} = \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial \delta_p} \cdot \frac{\delta_p}{K_{p-\epsilon}}, \quad S_{K_n} = \frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial K_n} \cdot \frac{K_n}{K_{p-\epsilon}}, \quad (7)$$

де $K_{p-\epsilon}$, Q_p , Q_n , Q_ϵ , $Q_{\epsilon 1}$, δ_p , K_n – номінальні значення відповідних параметрів. З виразів (7) видно, що для отримання відносних чутливостей $K_{p-\epsilon}$ до технологічних параметрів необхідно певні абсолютні чутливості помножити на відношення номінальних значень технологічних параметрів до номінального значення $K_{p-\epsilon}$. Для визначення відносних чутливостей необхідно знайти абсолютні чутливості $K_{p-\epsilon}$ до відповідних технологічних параметрів. Вони дорівнюють частинним похідним $K_{p-\epsilon}$ (4) по відповідному параметру. Частинні похідні або абсолютні чутливості $K_{p-\epsilon}$ до технологічних параметрів будуть характеризуватись наступними математичними виразами

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_p} = \frac{1}{B} (\delta_\epsilon + K_n \delta_p), \quad c/2 \quad (8)$$

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_n} = \frac{\delta_p \delta_\epsilon}{B} - \frac{K_n \delta_\epsilon \delta_p}{B^2} [\delta_\epsilon \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_\epsilon + K_n \delta_p) Q_p], \quad c/m^3 \quad (9)$$

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_{\epsilon}} = -\frac{\delta_{\epsilon}(\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p)}{B^2} [\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_p], \text{ c/м}^3 \quad (10)$$

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_{\epsilon 1}} = -\frac{\delta_{\epsilon} \delta_p}{B} - \frac{\delta_{\epsilon}^2}{B^2} [\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_p], \text{ c/м}^3 \quad (11)$$

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial \delta_p} = \frac{1}{B} [\delta_{\epsilon} (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + K_n Q_p] - \frac{K_n \delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n + Q_{\epsilon})}{B^2} [\delta_{\epsilon} (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + K_n Q_p], \text{ м}^3/\Gamma \quad (12)$$

$$\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial K_n} = \frac{\delta_p Q_p}{B} - \frac{\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n + Q_{\epsilon})}{B^2} [\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_p], \quad (13)$$

$$\text{де } B = \delta_{\epsilon}^2 Q_{\epsilon} + K_n \delta_p \delta_{\epsilon} Q_{\epsilon} + \delta_{\epsilon}^2 Q_{\epsilon 1} + K_n \delta_p \delta_{\epsilon} Q_{\epsilon 1} - K_n \delta_p \delta_{\epsilon} Q_{\epsilon 1} + K_n \delta_p \delta_{\epsilon} Q_n.$$

Аналіз показує, що у математичних виразах (8) – (13) лише абсолютна чутливість співвідношення руда/вода до вмісту вологи в пісках класифікатора не має розміру. Всі останні абсолютні чутливості мають розмір – $\text{c}/\text{г}$, $\text{c}/\text{м}^3$, $\text{м}^3/\text{г}$.

Крім оцінок $\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_n}$, $\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_{\epsilon}}$, $\frac{\partial K_{p-\epsilon}}{\partial Q_{\epsilon 1}}$, які мають однаковий розмір, абсолютні чутливості не можливо порівнювати між собою.

Відносні чутливості співвідношення руда/вода до технологічних параметрів можливо записати на підставі виразів (7) та (8) – (13). вони будуть мати наступні значення

$$S_{Q_p} = \frac{1}{B} (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) \cdot \frac{Q_p}{K_{p-\epsilon}} \quad (14)$$

$$S_{Q_n} = \frac{\delta_p \delta_{\epsilon} \cdot Q_n}{B \cdot K_{p-\epsilon}} - \frac{K_n \delta_{\epsilon} \delta_p \cdot Q_n}{B^2 \cdot K_{p-\epsilon}} [\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_p], \quad (15)$$

$$S_{Q_{\epsilon}} = -\frac{\delta_{\epsilon} (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_{\epsilon}}{B^2 \cdot K_{p-\epsilon}} [\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_p], \quad (16)$$

$$S_{Q_{\epsilon 1}} = -\frac{\delta_{\epsilon} \delta_p \cdot Q_{\epsilon 1}}{B \cdot K_{p-\epsilon}} - \frac{\delta_{\epsilon}^2 \cdot Q_{\epsilon 1}}{B^2 \cdot K_{p-\epsilon}} [\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_p], \quad (17)$$

$$S_{\delta_p} = \frac{\delta_p}{B \cdot K_{p-\epsilon}} [\delta_{\epsilon} (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + K_n Q_p] - \frac{K_n \delta_{\epsilon} \delta_p^2 (Q_n + Q_{\epsilon})}{B^2 \cdot K_{p-\epsilon}} [\delta_{\epsilon} (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + K_n Q_p], \quad (18)$$

$$S_{K_n} = \frac{\delta_p Q_p K_n}{B \cdot K_{p-\epsilon}} - \frac{K_n \delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n + Q_{\epsilon})}{B^2 \cdot K_{p-\epsilon}} [\delta_{\epsilon} \delta_p (Q_n - Q_{\epsilon 1}) + (\delta_{\epsilon} + K_n \delta_p) Q_p]. \quad (19)$$

Вирази (14) – (19), які характеризують відносну чутливість співвідношення руда/вода до технологічних параметрів, не мають розмірів, тому їх можна порівнювати між собою. Однак вони складні і безпосередньо в алгебраїчній формі це зробити практично не можливо. Порівняємо їх чисельні значення, які, крім того, будуть точно характеризувати ступінь впливу кожного з технологічних параметрів на величину співвідношення руда/вода в кульовому млині.

Визначимо відносні чутливості співвідношення руда/вода до технологічних параметрів для найбільш імовірного режиму роботи подрібнювального агрегата. Він характеризується наступними значеннями параметрів: $\delta_{\epsilon} = 1,0 \text{ т/м}^3$; $\delta_p = 3,3 \text{ т/м}^3$; $K_n = 0,12$; $Q_p = 220 \text{ т/год}$; $Q_{\text{ци}} = 200 \% Q_p$; $K_{(p-\epsilon)3} = 4,3$; $Q_{\epsilon 1} = 14 \text{ т/год}$. Для виконання розрахунків не вистачає параметрів Q_{ϵ}

і Q_n . Пульпу у пісковому жолобі створюють піски, які містять 12 % вологи, та додаткова вода Q_{el} , що в нього додається. З врахуванням цього за формулою

$$Q_n = \left(\frac{2}{\delta_p} + \frac{K_n}{\delta_e} \right) \cdot Q_p + Q_{el} \quad (20)$$

знаходимо об'ємні витрати пульпи у пісковому жолобі класифікатора, які при заданих параметрах дорівнюють $Q_n = 200,13 \text{ м}^3/\text{год}$. Кількість води, що додається у кульовий млин, визначається з умов витримування співвідношення руда/вода $K_{p-e} = 4,3$ в даних умовах і дорівнює $Q_e = 86,69 \text{ м}^3/\text{год}$.

Використовуючи наведені дані технологічного процесу та отримані залежності (8) – (13) і (14) – (19), виконаємо розрахунки за допомогою персонального комп'ютера і занесемо дані до табл. 1. З даних табл. 1 видно, що найбільша чутливість K_{p-e} до витрат води в кульовий млин, дещо менша – до густини руди та вмісту вологи в пісках класифікатора. Значно менша чутливість K_{p-e} до витрат руди в кульовий млин і витрат пульпи у пісковому жолобі. Майже в три рази від згаданих менша чутливість до витрат води в пісковий жолоб. Рівень чутливості співвідношення руда/вода до певного технологічного параметра передбачає конкретизацію вимог до точності вимірювання тієї чи іншої величини.

Таким чином, відносна чутливість співвідношення руда/вода до технологічних параметрів має різні значення, що відрізняються як за знаком, так і за величиною. Абсолютна величина відносних чутливостей значно менша одиниці, що сприяє ідентифікації K_{p-e} , підвищуючи її точність. Найбільша чутливість K_{p-e} до витрат води в кульовий млин, найменша – до витрат руди в кульовий млин і витрат пульпи в пісковому жолобі класифікатора, що говорить про ефективну компенсацію похибок вимірювання даних параметрів і можливість розв'язання задачі в умовах контролю Q_n з порівняно невеликою точністю, відповідно алгоритму (4).

Таблиця 1 – Дані визначення чутливості співвідношення руда/вода в кульовому млині до технологічних параметрів

Технологічний параметр	Абсолютна чутливість	Показник відносної чутливості	Відносна чутливість
Витрати руди Q_p , т/год	0,006515, год/т	$\frac{Q_p}{K_{p-e}} = \frac{220}{4,3} = 51,163 \text{ т/год}$	0,3333
Витрати пульпи Q_n , $\text{м}^3/\text{год}$	0,007454, год/ м^3	$\frac{Q_n}{K_{p-e}} = \frac{220,13}{4,3} = 46,54 \text{ м}^3/\text{год}$	0,3469
Витрати води в кульовий млин Q_e , $\text{м}^3/\text{год}$	-0,028015, год/ м^3	$\frac{Q_e}{K_{p-e}} = \frac{86,69}{4,3} = 20,16 \text{ м}^3/\text{год}$	-0,5648
Витрати води в пісковий жолоб Q_{el} , $\text{м}^3/\text{год}$	-0,035469, год/ м^3	$\frac{Q_{el}}{K_{p-e}} = \frac{14,0}{4,3} = 3,26 \text{ м}^3/\text{год}$	-0,1156
Густина руди δ_p , т/ м^3	0,6507, $\text{м}^3/\text{год}$	$\frac{\delta_p}{K_{p-e}} = \frac{3,3}{4,3} = 0,767 \text{ т/м}^3$	0,4991
Відносний вміст вологи у пісках класифікатора K_n	-15,6059,	$\frac{K_n}{K_{p-e}} = \frac{0,12}{4,3} = 0,028$	-0,437

На підставі проведених досліджень створюється можливість подальшого удосконалення методу, а саме – оптимізації ідентифікації співвідношення руда/вода по точності вимірювальних засобів. Це дозволить створювати ефективні системи автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульових млинах, що працюють в замкнутих циклах з спіральними механічними класифікаторами, і таким чином підвищити ресурсозбереження і знизити собівартість продукції при переробці руд чорних металів з малим вмістом корисного компонента.

Список літератури

1. Троп А.Е., Козин В.З., Прокофьев Е.В. Автоматическое управление технологическими процессами обогащительных фабрик. – М.: Недра, 1986. – 303 с.
2. Козин В.З., Тихонов О.Е. Опробование, контроль и автоматизация обогащительных процессов. – М.: Недра, 1990. – 343 с.
3. Мазур В., Смірнова О., Иванов А. Шляхи розвитку гірничо-металургійного комплексу України //Економіка України, 2000. - № 4. – С. 4 – 9.
4. Скоров В.А. Обогащение руд. – М.: Недра, 1969. – 276 с.
5. Бонч-Бруевич А.М., Быков В.Л., Чинаев П.И. Бесконтактные элементы самонастраивающихся систем. – М.: Машиностроение, 1967. – 292 с.
6. Авторское свидетельство СССР № 977022, Кл. В 02 с 25/00, 1982.
7. Авторское свидетельство СССР № 1688920, Кл. В 02 с 25/00, 1991.
8. Автоматизация технологических процессов на горнорудных предприятиях: Справочное пособие /Под ред. В.С. Виноградова. – М.: Недра, 1984. – 167 с.
9. Авторское свидетельство СССР № 1563757, Кл. В 02 с 25/00, 1990.
10. Авторское свидетельство СССР № 694215, Кл. В 02 с 25/00, 1979.
11. Авторское свидетельство СССР № 1526829, Кл. В 02 с 25/00, 1988.
12. Авторское свидетельство СССР № 1326335, Кл. В 02 с 25/00, 1987.
13. Авторское свидетельство СССР № 1416179, Кл. В 02 с 25/00, 1986.
14. Гончаров Ю.Г., Давидкович А.С., Гейзенблазен Б.Е., Гуленко Г.В. Автоматический контроль и регулирование технологических процессов на железорудных обогащительных фабриках. – М.: Недра, 1968. – 227 с.
15. Кондратец В.О., Сербул О.М. Комп'ютерно-інтегрована система управління циклами мокрого подрібнення руд //Академический вестник, 2004. - № 13. – С. 114–116.

В статье приведены результаты исследований алгоритмического метода повышения точности идентификации технологических параметров при управлении шаровыми мельницами. Показано, что возможна идентификация соотношения руда/вода на входе шаровой мельницы по технологическим параметрам её коммуникаций при условии измерения расхода пульпы в песковом желобе с сниженной точностью.

In article are brought results of the studies of the algorithmic method of increasing to accuracy to identifications technological parameter when control ball mill. It Is Shown that possible identification of the correlation ore/water at the input ball mill on technological parameter its communication at condition of the measurement of the consumption of the pulp in sand chute with reduced by accuracy.

В.М. Лисогор, проф., д-р техн. наук,

Вінницький державний аграрний університет

О.М. Циганенко, інж., С.В. Сорокун, асистент

Кіровоградський національний технічний університет

Моделі контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі станів

Проаналізовані та досліджені ряд моделей контролю ефективності групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі станів для відповідних схем з'єднання, окремих операторів з їх технічними засобами.

модель, контроль, управління, людино-машинні системи, оператор, групова взаємодія, рівняння контролю, рівняння стану

Швидкий розвиток науки і техніки привів до розробки величезної кількості механізмів, які використовуються в багатьох галузях промисловості та сільського господарства. З ростом виробництва машин з'явилася складність щодо їх управління. На теперішній час, відомо багато моделей контролю поведінки окремого оператора людино-машинних систем у просторі станів. Але невідомі публікації досліджень моделей контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі станів, а також публікацій, які розкривають дане питання, взагалі відсутні. Тому, дана публікація відображає сучасний етап розвитку людино-машинних систем і є актуальною.

Метою даної роботи є дослідження моделей контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі станів.

Пропонується розглянути клас моделей, які діють як у часових так і у частотних областях. В цих моделях передбачається, що людина-оператор діє у відповідності з визначеним критерієм оптимальності і в умовах деяких обмежень.

Зараз цей клас моделей широко використовується та набуває важливого значення. Методи теорії оптимального управління на основі змінних стану («сучасній» теорії) призводять до необхідності використовувати більш складніший математичний апарат. Але данні методи можуть не підходити до тих дослідників, які віддають перевагу більш інтуїтивним підходам. Як стверджують Т.Б. Шерідан, У.Р. Феррелл [1], дуже важливо, щоб вчені та інженери, які вивчають системи людина-машина, віддавали перевагу підходу, який базується на змінних стану, так як він полегшує використання математичного апарату оптимального управління та має добрий вплив в ситуаціях з багатьма змінними. Більш докладно питання теорії оптимального управління розглядається у працях Атанса і Фальба [2], Сейджа [3] та Брайтона і Хо [4].

1. Виклад основних результатів.

Розглядаючи змінні стану припустимо, процес, яким керують, описується системою звичайних диференціальних рівнянь першого порядку. Диференційовані змінні називаються змінними стану, а решта змінними управління.

Така система рівнянь першого порядку, може бути отримана завдяки перетворенням кожної похідної диференційного рівняння n -порядку в змінну стану. Якщо маємо n -змінних стану, для n -незалежних лінійних диференціальних рівнянь такого

типу, то процес, яким керують може бути представлений в загальній «канонічній» формі:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t), \quad (1)$$

де $x(t) = [x_1; x_2; \dots; x_n]^T$ - вектор стану зі змінними стану x_1, \dots, x_n ;

$u(t) = [u_1; u_2; \dots; u_n]^T$ - вектор управління зі змінними управління u_1, \dots, u_n ;

T - індекс транспонування.

Процес, яким керують представляється у вигляді матриць:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} \dots & A_{1n} \\ A_{n1} \dots & A_{nn} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} B_{11} \dots & B_{1m} \\ B_{n1} \dots & B_{nm} \end{bmatrix}.$$

Розглянемо приклад для недемпфированого гармонійного осцилятора:

$$\ddot{z}(t) + \omega_0^2 z(t) = u(t), \quad (2)$$

де z - змінна стану x_1 ;

\dot{z} - змінна стану x_2 ; тоді.

$$\dot{x}_1 = x_2; \quad \dot{x}_2 = -\omega_0^2 x_1 + U. \quad (3)$$

У векторній формі дане рівняння буде мати вид:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_0^2 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} U. \quad (4)$$

У загальному випадку змінні $y(t)$, які спостерігає регулятор (т.б. пред'являються людині-оператору), можуть не співпадати зі змінними стану, тому необхідно ввести додаткове співвідношення у вигляді рівняння контролю, яке має вид:

$$y(t) = Cx(t), \quad (5)$$

$$\text{де } C = \begin{bmatrix} C_{11} \dots & C_{1k} \\ C_{k1} \dots & C_{nk} \end{bmatrix}.$$

2. Оптимальне управління.

Оптимальним регулятором називається такий регулятор, який при заданому процесі, який керується, при заданих обмеженнях по точності, з якою він може реєструвати змінні стану, при заданій кількості енергії або часу, які можуть бути використанні при регулюванні, та діяти так, щоб мінімізувати деякий критерій якості або функцію вартості з урахуванням їх власних обмежень.

Критерій визначається, як лінійна квадратична функція помилки

$$e = x_E(t) - x(t); \quad e = \tilde{x}(t), \quad (6)$$

де $\tilde{x}(t)$ - нев'язка;

$x_E(t)$ - еталонне значення змінної стану.

Даний критерій у вигляді квадратичної функції використовується виходячи з наступних причин:

- 1) при квадратичному критерії рішення припускає аналітичне дослідження;
- 2) рішення, яке мінімізує квадратичний критерій, наприклад:

$$J = \int [e^2(t) + u^2(t)] \cdot dt \rightarrow \min. \quad (7)$$

Ідея оптимальної моделі дуже приваблива, яка передбачає, що людина оператор, є достатньо натренована, знає свої особисті динамічні характеристики, динамічні характеристики процесу, яким вона керує, статистичні характеристики своєї особистої варіабельності та зовнішніх збурень. Крім цього критерій, який описує найкраще управління, тобто співвідношення між помилкою та керуючим впливом, і можливо час, якщо задача не представляє собою управління стаціонарним процесом.

Таким чином, якщо оператор – розумна людина, то скоріш за все він зробить спробу діяти оптимально, максимально використовуючи свої здібності розпізнавати та запам'ятовувати сигнали та видавати найкращі керуючі впливи.

Враховуючи, що оптимальне управління для заданих процесів, якими керують та функції критерію можуть бути визначені, є можливість визначити та виміряти відхилення дій людини від ідеального еталона. Дуже часто модель оптимального управління містить в собі деякі вільні параметри, які налагодженні таким чином аби максимально забезпечити відповідність експериментальним даним. При такій відповідності можна зробити деякі припущення: якщо дані отримані для оптимального по заданому критерію регулятора, то найбільш вірогідно, що обмежуючі параметри мають наступні значення.

Існує форма моделювання, яка базується на зворотній задачі оптимального управління. Замість того, щоб характеризувати людину-оператора, порівнюючи з оптимальною поведінкою для даної задачі управління, який включає чітко визначений критерій, людина заздалегідь приймається оптимальною, відносно деякого критерію. Тоді задача полягає у тому, щоб визначити вид цього критерію. Замість того, щоб бути властивістю даної задачі, критерій є властивістю регулятора (людини-оператора).

3. Синтез оптимальних регуляторів.

Припустимо, що закон управління має лінійний вид:

$$u(t) = -Lx(t) \quad (8)$$

Для попереднього прикладу недемпфированого гармонійного осцилятора, задаючи обернений зв'язок по змінним стану x_1 та x_2 отримуємо:

$$u = -l_1 x_1 - l_2 x_2, \quad (9)$$

де $x_1 = z$ і $x_2 = \dot{z}$; звідки:

$$\ddot{z} = -\omega_0^2 z - l_1 z - l_2 \dot{z}, \text{ або}$$

$$\ddot{z} + l_2 \dot{z} + (\omega_0^2 + l_1)z = 0. \quad (10)$$

Тоді характеристичне рівняння буде мати вид:

$$\lambda^2 + l_2 \lambda + (\omega_0^2 + l_1) = 0, \quad (11)$$

де l_1 та l_2 – підбираються таким чином, щоб отримувати бажану поведінку, яка б відповідала будь-якому критерію оптимальності, оскільки

l_1 - визначає коефіцієнт демпфірування;

l_2 - визначає відповідну частоту.

Загальним методом визначення матриці L коефіцієнтів підсилення регулятора є використання умов мінімізації інтегралів квадратичної функції x та вектора u . Така функція називається функціоналом критерія:

$$J(u) = \frac{1}{T} \int_0^T (x^T Q x + u^T R u) dt \rightarrow \min. \quad (12)$$

Така схема рішення вимагає більш точнішого вимірювання всіх змінних стану, а це неможливо. Існує інший підхід, який базується на відновленні змінних стану шляхом вводу $u(t)$, в модель процесу, яким керують.

Для даного методу можемо записати:

$$\dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t), \quad (13)$$

де \hat{x} - змодельоване значення змінної (оцінка).

Для розімкненого відновлювача повина виконуватися умова, що A , B , $u(t)$, $x(t)$ - відомі величини.

Замкнений поновлювач, можна отримати шляхом додавання до розімкненого поновлювача операції над $(x(t) - \hat{x}(t))$. Оскільки $y(t) = Cx(t)$ є найкращім

вимірюванням, яке можливо отримати для $x(t)$, то ця операція в загальному випадку приймає вид операції G над $C(x(t) - \hat{x}(t))$.

Таким чином:

$$\dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + GC(x(t) - \hat{x}(t)). \quad (14)$$

Віднявши основне рівняння стану (11) від цього рівняння одержимо:

$$(\dot{\hat{x}}(t) - \dot{x}(t)) = A(\hat{x}(t) - x(t)) - GC(\hat{x}(t) - x(t)) = [A - GC](\hat{x}(t) - x(t)). \quad (15)$$

Тепер необхідно вибрати n складових G так, щоб рівняння стало стійким. Для цього дійсні частини його коренів повинні бути від'ємними, тоді:

$$(\hat{x}(t) - x(t)) \rightarrow 0 \quad (\dot{\hat{x}}(t) - \dot{x}(t)) \rightarrow 0 \quad \text{при } t \rightarrow \infty. \quad (16)$$

Об'єднавши два попередніх підходи ми використовуємо для вектору управління в загальному вигляді рівняння:

$$u(t) = -L\hat{x}(t). \quad (17)$$

Цей метод представлений у вигляді схеми на рис.1,а – для простого гармонійного осцилятора, а більш у більш загальній формі – рис.1,б.

Характеристичне рівняння четвертого порядку, для системи рівнянь управління гармонійним осцилятором, рис.1,а, поділяється на два рівняння другого порядку, або:

$$[\lambda^2 + l_2\lambda + (\omega_0^2 + l_1)] \cdot [\lambda^2 + G_1\lambda + (\omega_0^2 + G_2)] = 0. \quad (18)$$

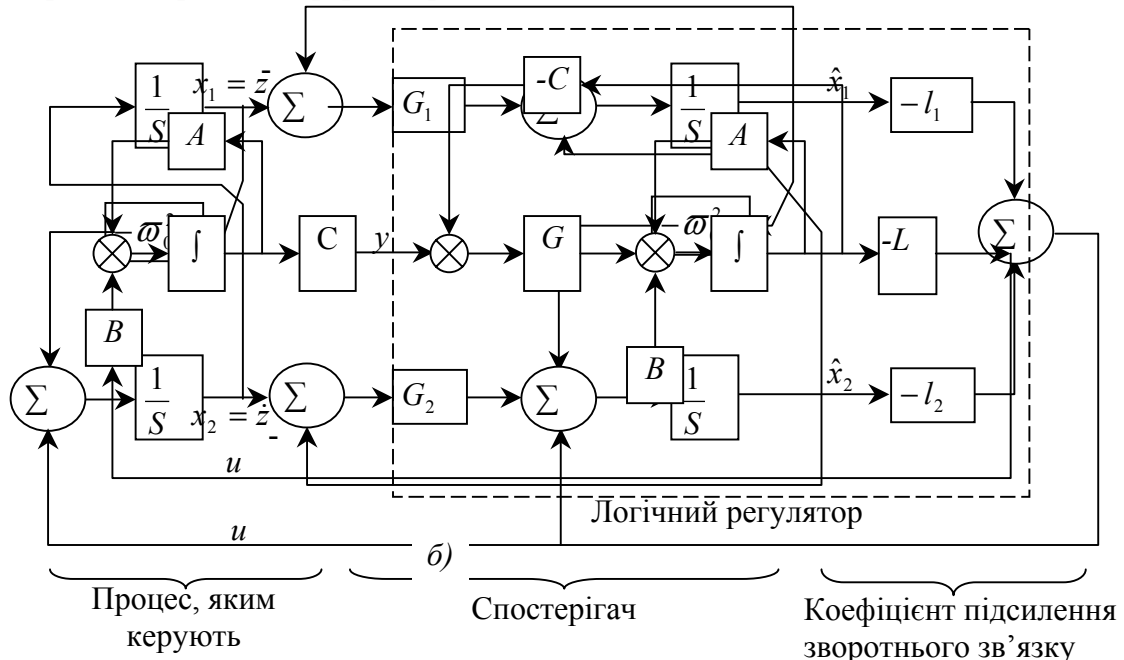
Можливість розділення коефіцієнтів підсилення спостерігача та зворотнього зв'язку дозволяє конструювати такі елементи окремо.

Розглянуті вище системи були повністю детерміновані, тому для застосування до реальних систем, якими керують люди, ці методи можуть бути використані у випадку лінійних інваріантних у часі стаціонарних систем зі збуренням (у вигляді шуму). Виходячі з цього маємо:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + v(t), \quad (19)$$

де $v(t)$ – збурення (“білий шум”).

У випадку наявності шумів (J) розраховується, як математичне очікування інтегралу квадратичної форми у рівнянні (12). Функціонал (J) мінімізується, коли:



а) – детальна блок схема для гармонійного осцилятора; б) загальна форма

Рисунок 1 - Зворотній зв'язок, який відновлює змінні стану, для простого гармонійного осцилятора

$$u(t) = -R^{-1} B^T K x(t), \quad (20)$$

де K – є єдиним рішенням алгебраїчного рівняння Ріккати [1]:

$$KA + A^T K + Q - KBR^{-1}B^T K = 0. \quad (21)$$

Аналіз, який описується вище, можна використовувати у випадку “кольорового шуму”, коли припускається, що “білий шум” фільтрується для одержання заданого шуму. Фільтр розглядається, як частина заданого динамічного процесу, та набір змінних стану відповідно збільшується.

Новизна запропонованих моделей контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі станів полягає у розробці та дослідженні відповідних схем контролю вектору вихідних координат на основі диференційних рівнянь стану та векторного квадратичного критерію якості за оцінкою ефективності групової взаємодії.

У результаті аналізу та дослідження моделей контролю ефективності групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі станів, запропоновано функцію управління об’єктами, що здійснюється на основі векторного критерію якості, та диференційні рівняння стану, для відповідних схем з’єднання окремих операторів з їх технічними засобами, де компонентами векторного контролю, є оператори.

Список літератури

1. Шеридан Т.Б., Феррелл У.Р. Системы человек-машина: Модели обработки информации, управления и принятия решений человеком-оператором: Пер. с англ./Под ред. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1980.-400 с., ил.
2. Athans, M., and Falb, P. L., 1966. Optimal Control: An Introduction to the Theory and Its Applications. New York: McGraw-Hill.
3. Sage, A., 1968. Optimum Systems Control. Englewood Cliffs, N. J.: Prentice-Hall.
4. Bryson, A. E., and Ho, Y. C., 1969. Applied Optimal Control. Waltham, Mass-Blaisdell.

Проанализированные и исследованные ряд моделей контроля эффективности группового взаимодействия операторов человеко-машинных систем управления в пространстве состояний для соответствующих схем соединения, отдельных операторов с их техническими средствами.

Analysed and investigational row of models of control of efficiency of group co-operation of operators of the cheloveko-mashynnykh control systems in problems space for the proper charts of connection, separate operators with their hardwares

Кінематична структура двозахватних промислових роботів

В даній статті запропонована кінематична структура двозахватних промислових роботів, яка враховує ступені рухомості робота, та їх розподіл між функціональними механізмами. Також, представлена узагальнена структура виконавчих механізмів роботів, а саме двозахватних пристроїв, та виділені їх відмінні ознаки.

двозахватний промисловий робот, кінематична структура, кінематичні пари, двозахватні пристрої, ступені рухомості

Сучасний етап розвитку промисловості характеризується серійністю виробництва, тому питання впровадження гнучкого автоматизованого виробництва виходить на перший план. Воно характеризується застосуванням верстатів з ЧПК та гнучких засобів автоматизації. Перспективними механізмами автоматизації завантажувально – розвантажувальних робіт є промислові роботи, які використовуються в поєднанні з верстатами, що мають числове програмне керування. Застосування обладнання даного типу, є найбільш доцільним при серійному типі виробництва, так як такі верстати досить швидко переналагоджуються на випуск деталей інших типорозмірів.

Щодо питань підвищення продуктивності робототехнічних комплексів, перспективним є використання промислових роботів з двозахватними пристроями. Це пов'язано з тим, що при відносній простоті конструкцій, вони дозволяють значно підвищити продуктивність порівняно з однорукими однозахватними роботами.

При пошуку доцільних варіантів двозахватних виконань, головна складність полягає у великій кількості можливих варіантів виконань даних конструкцій. Тому для цілеспрямованого та обґрунтованого вирішення задачі пошуку найбільш оптимальних виконань двозахватних промислових роботів необхідна розробка загальної методики структурного аналізу та синтезу їх будови та функціонування. При цьому ставиться задача розробки структури як для всього двозахватного робота, так і для його виконавчого органу.

Першим кроком при вирішенні поставленої задачі є розробка кінематичної структури, в якій враховуються ступені рухомості робота та їх розподіл між функціональними механізмами. Тоді кінематичну структуру одноруких двозахватних роботів можна представити [1]:

$$n = n_o + n_p + \left\langle \begin{matrix} n_{K1} \\ n_{K2} \end{matrix} \right\rangle, \quad (1)$$

де n – загальна кількість ступенів рухомості робота;

n_o – кількість ступенів рухомості основи (корпусу) робота;

n_p – кількість ступенів рухомості рухи робота;

n_{K1}, n_{K2} – кількість ступенів рухомості кисті, відповідно першого і другого захватів (Z_1, Z_2) робота.

Прикладом таких виконань можуть бути схеми, що наведені на рис. 1. На рис. 1, а наведена схема, де n_{K1} і n_{K2} дорівнюють нулю, що може бути доцільним при одночасному транспортуванні роботом двох деталей і т.п. Наявність ступенів рухомості кисті (n_{K1} і n_{K2}) дозволяє виконувати орієнтуючі рухи захватів. Прикладом таких виконань може бути схема (рис. 1, б), де кисть перша має ротаційний рух – O_{K1} , а друга кисть, обертовий рух – O'_{K2} .

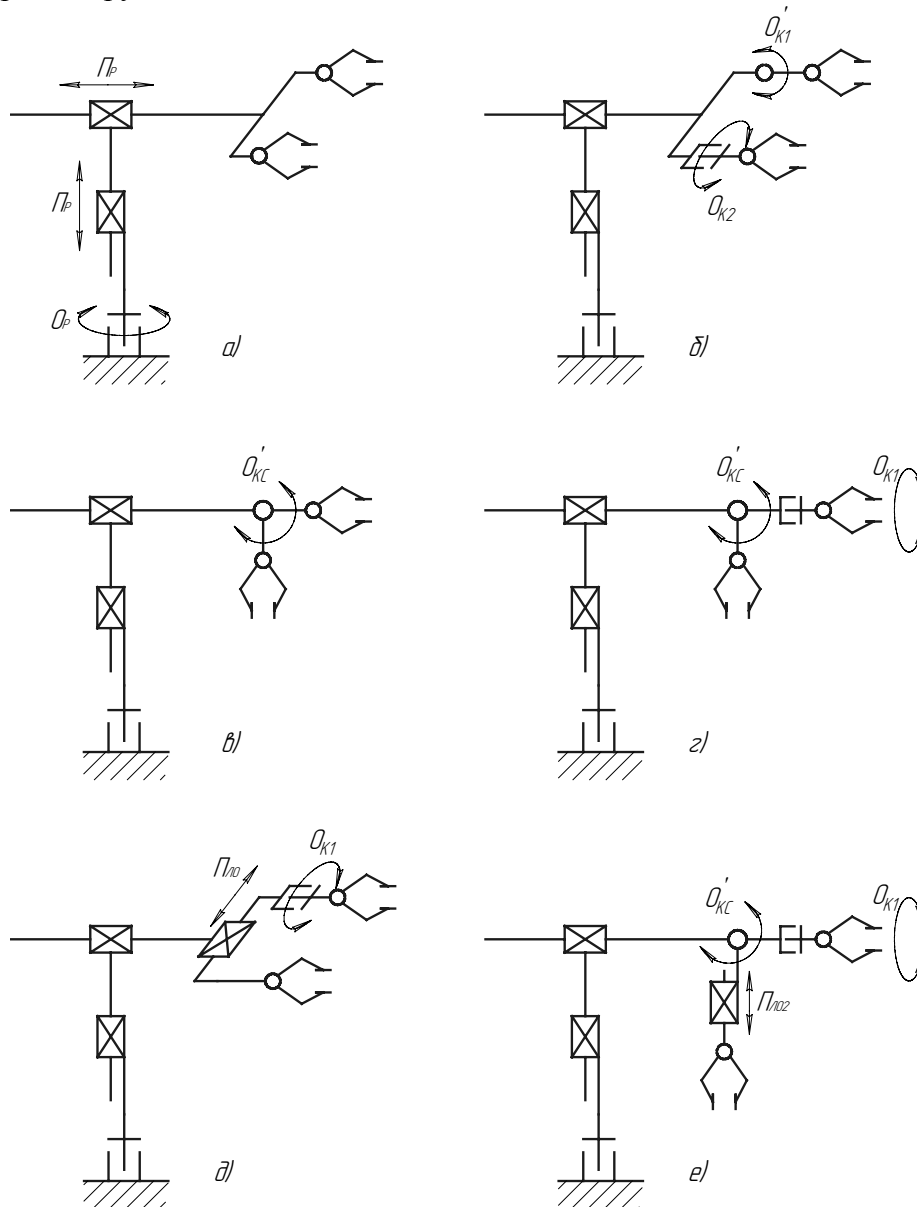


Рисунок 1 – Варіанти кінематичних схем двозахватних роботів

Окрім незалежних рухів захвати можуть мати і спільні рухи для обох захватів, що дозволяє одночасно змінювати їх просторове положення чи орієнтацію. Це особливо доцільно, коли роботи призначені для виконання завантажування та розвантажування металорізальних верстатів і іншого обладнання. При цьому можуть бути варіанти, де $n_{K1} = n_{K2} = 0$ і коли вони не дорівнюють нулю. Приклади таких схем наведені на рис. 1, в, г. Останній варіант побудований, коли $n_{K1} = 1$; а $n_{K2} = 0$.

Таким чином, в структурі двозахватних виконань роботів може мати місце додаткова кінематична група, яка забезпечує зміну захватів місцями, або виконуюча

інший їх одночасний рух. Таку групу позначають (n_{3C}) – ступені рухомості спільні для обох захватів робота. Тоді загальну структуру такого робота можна записати:

$$n = n_O + n_P + n_{3C} + \left\langle \begin{matrix} n_{K1} \\ n_{K2} \end{matrix} \right. . \quad (2)$$

В цю групу (n_{3C}) можуть входити різні по виду (поступальні – П чи обертові – О), та їх конструктивному виконанню (П і П', О і О') [1] рухи (рис. 2).

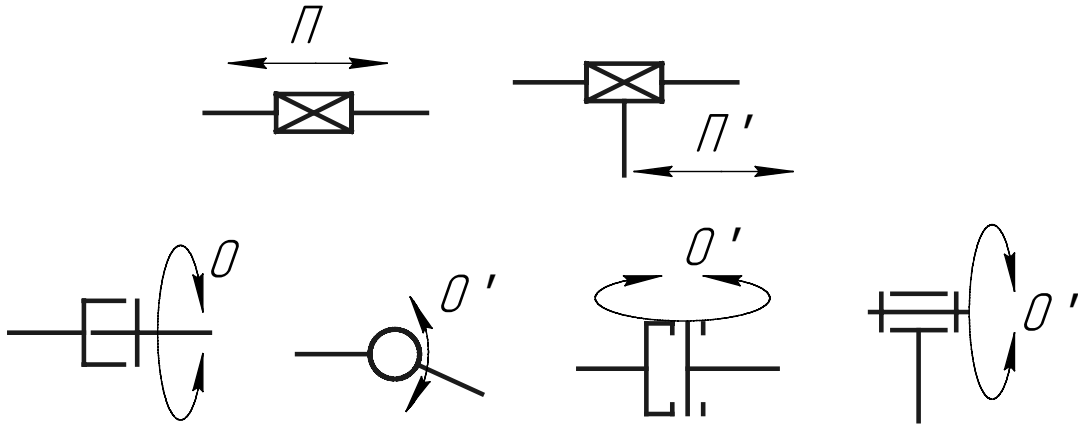


Рисунок 2 – Варіанти конструктивного виконання кінематичних пар

В структурі таких виконань можуть мати місце і інші за призначенням рухи. Серед них можна виділити спеціальні локально – операційні рухи ($n_{ЛО}$), що дозволяють виконувати конкретну операцію (з'єднати деталі, завести заготовку в патрон і т.п.). Тоді структура робота може мати різні варіанти:

$$n = n_O + n_P + n_{ЛО} + \left\langle \begin{matrix} n_{K1} \\ n_{K2} \end{matrix} \right. , \quad (3)$$

приклад, рис. 1, д, коли $n_{K1} = 1$; а $n_{K2} = 0$;

$$n = n_O + n_P + n_{3C} + n_{ЛО} + \left\langle \begin{matrix} n_{K1} \\ n_{K2} \end{matrix} \right. , \quad (4)$$

$$n = n_O + n_P + n_{3C} + \left\langle \begin{matrix} n_{ЛО1} + n_{K1} \\ n_{ЛО2} + n_{K2} \end{matrix} \right. , \quad (5)$$

приклад, рис. 1, е, коли $n_{ЛО1} = 0$ і $n_{K1} = 1$, а $n_{K2} = 0$ і $n_{ЛО2} = 1$.

В даній статті ставиться задача дослідження особливостей виконання двозахватних робіт, які призначені для завантаження і розвантаження верстатів, коли ступені рухомості n_{3C} дозволяють змінювати захвати місцями. Це дає можливість одним захватом брати з верстату оброблену деталь, а другим захватом встановлювати на верстат заготовку. Все це забезпечує значне підвищення продуктивності роботи роботизованого комплексу, в порівнянні, коли верстат обслуговується одноруким однозахватним роботом. Рухи кисті і локально – операційних механізмів при цьому детально не враховуються, оскільки вони принципово не впливають на вирішення поставленої задачі.

Для більшої конкретизації досліджень, в структурних формулах можна вказувати не тільки кількість ступенів рухомості, а і вид руху, конструктивне виконання та напрямок руху між суміжними ступенями рухомості. Останні можуть бути:

/ – співвісні;

// – паралельні;
 \perp – перпендикулярні;
 \times – перехресні (перпендикулярні, що не перетинаються);
 \vee – під довільним кутом.

З врахуванням цих умов структурну формулу схеми (рис. 1, е) можна представити як:

$$O // P \perp P \perp O' + \left\langle \begin{array}{l} \perp O \\ \perp P \end{array} \right. \quad (6)$$

Розглянувши кінематичну структуру двозахватних роботів для різних варіантів їх виконання, можемо скласти узагальнену структуру будови таких пристроїв. Вона дозволяє комплексно показувати всі принципово різні схеми побудови досліджуваних пристроїв, а відповідно цілеспрямовано вести пошук раціональних варіантів двозахватних пристроїв. При побудові цієї структури (рис. 3) прийняті позначення:

МЗМ – механізм зміни захватів місцями, що реалізує ступені рухомості $n_{зс}$;

Л-ОМ – локально – операційний механізм, що реалізує локально – операційні ступені рухомості $n_{ло}$;

ЛДП – ланки двозахватного пристрою;

ВЛ – вихідна ланка робота, до якої приєднується двозахватний пристрій.

На схемі ВЛ, ЛДП і захвати мають строго визначену послідовність розміщення, тому їх зв'язок відзначений постійними лініями із стрілками. МЗМ, Л-ОМ і кисті можуть мати різне розміщення в конструкції двозахватного пристрою, а тому ці місця показані штрих-пунктирними лініями.

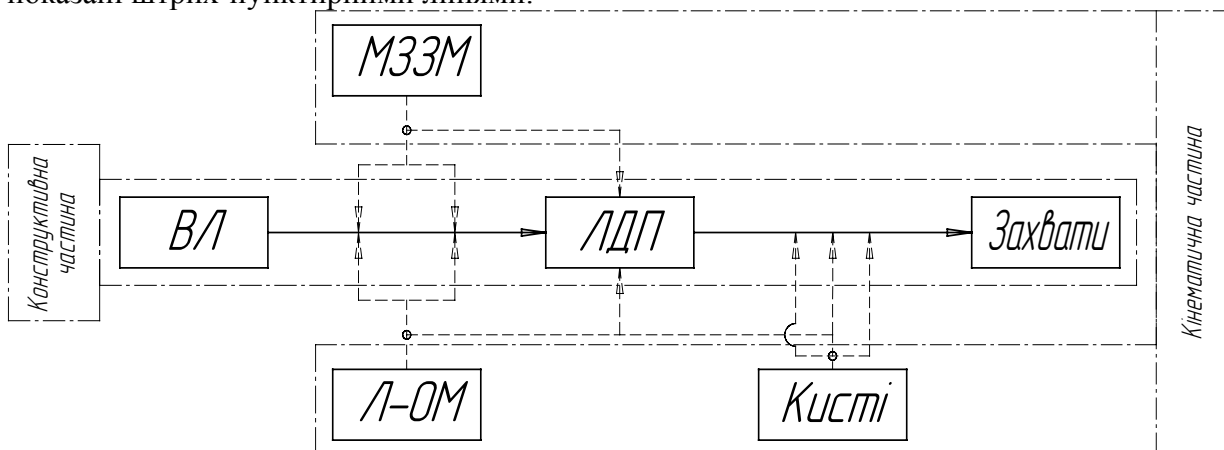


Рисунок 3 – Узагальнена структура будови двозахватних пристроїв роботів

Всі ці умови повинні сприяти визначенню найбільш доцільних варіантів двозахватних пристроїв робота для конкретних умов виконання та експлуатації токарних роботизованих комплексів, а подібно й інших комплексів.

Для обґрунтованого вирішення поставлених завдань необхідно розробити структурні формули, які описують будову та функціонування таких пристроїв з урахуванням всіх їх відмінних ознак. До останніх слід включити:

1. Кількість ланок (Л) пристрою, що формують його конструкцію.
2. Особливості з'єднання ланок між собою та по відношенню до вихідної ланки (ВЛ) робота, яку представляємо, як кінцеву частину руки робота, до якої приєднується двозахватний пристрій.
3. Особливості приєднання захватів до ланок пристрою.

4. Сумісні рухи, які здійснює двозахватний пристрій (n_{3C}) із захватами, що залежить від:

- кількості рухів в двозахватному пристрої;
- місця розташування кінематичних пар в структурі пристрою;
- виду здійснюваних рухів;
- особливостей конструктивного виконання кінематичних пар (див. рис. 2);
- напрямку рухів в кінематичних парах між собою, і по відношенню до ланок пристрою.

Таким чином, в структурі роботів можна виділити дві складові частини:

- конструктивна складова, що визначає особливості будови двозахватного пристрою (див. рис. 3);

- кінематична складова, яка оцінюється здійснюваними рухами.

В подальших дослідженнях ці складові структури необхідно об'єднати в єдину структуру двозахватного пристрою.

Таким чином, використання запропонованої кінематичної структури дозволяє аналізувати і наглядно представляти кінематичну будову двозахватних промислових роботів. Дана кінематична структура буде покладена в основу створення конструктивної і конструктивно – кінематичної структури двозахватних пристроїв.

Список літератури

1. Павленко І.І. Структура промислових роботів. Кіровоград, 1998.- 98с.
2. Павленко І.І., Мажара В.А. Структура продуктивності верстатних роботизованих комплексів // Збірник наукових праць. – Вип. 17 – Краматорськ: ДДМА, 2005. – С. 131 – 137.
3. Павленко І.І. Кинематическая структура промышленных роботов. Известия вузов. Машиностроение. 1977, №9. – С.25-28.
4. Павленко И.И. Анализ кинематических возможностей роботов. Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. Машиностроение. 1980, №15, - С. 42 – 48.

В данной статье предложена кинематическая структура, двозахватных промышленных роботов, которая учитывает степени подвижности работа, и их распределение между функциональными механизмами. Также, представлена обобщенная структура исполнительных механизмов роботов, а именно двозахватных устройств, и выделены их отличительные признаки.

In the given article the kinematics structure of the double – held industrial robots which takes into account the degrees of traveling of the robot and their distribution among functional mechanisms has been suggested. Also the generalized structure of the main working mechanisms of the robots, that is the double – held devices has been introduced and their distinctive features have been distinguished.

В.М. Лисогор, проф., д-р техн. наук,
Вінницький державний аграрний університет
С.В. Сорокун, асистент, О.М. Циганенко, інж.
Кіровоградський національний технічний університет

Моделі контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі передатних функцій

Проаналізовані та досліджені ряд моделей контролю ефективності групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі передатних функцій відповідних схем з'єднання окремих операторів з їх технічними засобами.

модель, контроль, управління, людино-машинні системи (ЛМС), оператор, групова взаємодія, послідовна взаємодія, паралельна взаємодія, довільна взаємодія, багатокроковий алгоритм, структурні схеми

Відомі моделі контролю поведінки окремого оператора в людино-машинній системі управління у просторі передатних функцій [1, 2]. Відомі моделі контролю параметрів послідовно, паралельно, зустрічно-послідовно-паралельно з'єднаних між собою технічних пристроїв систем управління [3, 4]. Відомі моделі контролю надійності послідовно, паралельно, зустрічно-послідовно-паралельно, місткових з'єднаних між собою технічних пристроїв систем управління.

Невідомі публікації досліджень моделей контролю групової взаємодії операторів (ГВО) людино-машинних систем управління у просторі передатних функцій. Причому недостатні публікації пов'язані з групою взаємодією операторів при послідовному, паралельному виконаннях задач у системах автоматизованого управління. Публікації зв'язані зустрічно-послідовно-паралельно та місткових групових взаємодій операторів, взагалі відсутні. Тому проведений аналіз матеріалів, у яких відображений сучасний етап розвитку ЛМС показав, що розробка моделей контролю групової взаємодії є актуальним.

Новизна розробки та дослідження запропонованих авторами моделей контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі передатних функцій полягає у розробці та дослідження відповідних схем з'єднання окремих операторів в довільні групи з аналізом ефективності математичних моделей у системі автоматичного управління.

Спрощена модель «людино-машинної системи» (ЛМС)

Зовнішній контур ЛМС представляє організаційну структуру, у яку включені всі характеристики ЛМС, визначаючи людину, що обслуговує машину, і його властивості, а також усю робочу сферу. З цієї організаційної структури виділяється частина задач, що підлягають виконанню людиною. Інші задачі впливають з відповідей машини за результатами відхилень виробничих параметрів, по помилках, по збуренням чи діям людини. Ці задачі сприймає людина за допомогою органів відчуття (як правило, у виді оптичних чи акустичних сигналів). Перетворити ці задачі шляхом запам'ятовування та реагування в конкретні дії (прямий вплив на машину) чи в передачу інформації (повідомлення іншим операторам), забезпечуємо прямий або непрямий вплив на керуючі пристрої машини.

Машиною по її поточному стані виробляється відповідь, що знаходить відбиття в організаційній структурі або сприймається людиною через його органи відчуття за умови, що він знаходиться в тому ж робочому просторі, в якому і машина. Усі взаємозв'язки в людино-машинній системі й окремі її елементи мають вплив, що може відбиватися на працездатності системи або її окремих елементах. Ці впливи при оцінці системи підлягають опису.

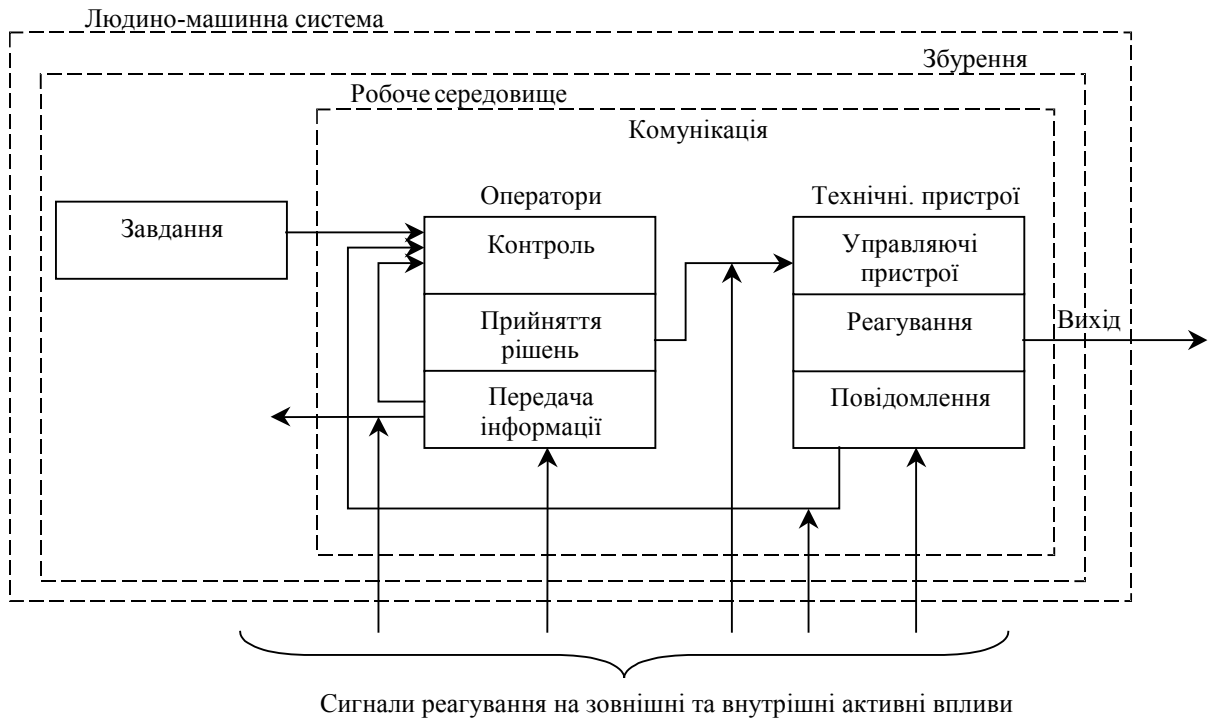


Рисунок 1 – Узагальнена структурна схема людино-машинної системи

Модель ЛМС є основою для вивчення різноманітних систем ергономіки і досліджень питань ймовірності помилок і працездатності ЛМС. При цьому виходячи з того, що підлягають визначенню взаємозв'язку між зовнішнім робочим середовищем і працездатністю людини, тобто надійністю, а також ергономічне відображення машини.

Інформація про ці взаємозв'язки і функціональна залежність людської надійності від параметрів зовнішнього робочого середовища і стану машини являє собою склад бази знань експертної системи.

Ці дані потім використовуються для того, щоб по параметрах зовнішнього середовища і стану машини, які характеризують конкретну ситуацію, щоб визначити ймовірність помилок і показати слабкі місця. Недоліком такої процедури є те, що в ній же враховується індивідуальна складова помилки оператора. Можна, однак, і цей пробіл заповнити науково-практичними дослідженнями, у які для аналізу функцій групи операторів в залежності від параметрів організаційної структури включається ймовірність основної помилки, що не залежить від параметрів навколишнього середовища і стану машини.

Алгоритм реалізації моделі контролю групової взаємодії операторів

Окремі кроки методу схематично представлені на рис. 2. При цьому підкроки: «опитування операторів», «огляд установки», «оцінка виконання дій» для можливої перевірки основних кроків методу повинні проходитися принаймні один раз.

Крок – 1 Визначення дій оператора В межах ймовірного аналізу безпеки оцінка дій людини визначається або по аварійній ситуації, виходячи з якої може бути знайдена необхідна дія, або це звичайно проведений захід щодо технічного обслуговування для усунення порушень.

Крок – 2 Визначення стану технічного пристрою (об'єкту), вивчення інструкції На цьому кроці визначають, які виробничі параметри були перед виконанням дій, під час дії і після неї, а також оцінюють характер зміни їх у часі. При цьому необхідно також стежити за тим, які параметри можуть змінюватися через помилкові дії і який вплив можуть мати ці зміни на хід процесу. Необхідно далі визначити запас часу, яким розраховують для проведення дій, що вимагаються.

На підставі визначення необхідних дій і стану установки виробляється пошук у наявній документації. При цьому повинні бути складені необхідні виробничому персоналу вказівки і робочі документи, а також виконана їх оцінка стосовно до майбутнього виконання дій.

Крок – 3 Визначення кількості операторів та їх групова взаємодія. Після того як встановлено, які дії слід виконати, треба ще вибрати операторів які будуть підходити для реалізації поставленої задачі. При цьому необхідно виходити з мінімізації кількості операторів і їх групової взаємодії.

Крок – 4 Складання плану дій ГВО. На базі попередніх кроків процедури розробляється схема дій і представляється відповідним логічним графом. При написанні графа з початку не беруться в увагу можливі звороти, оскільки в першу чергу необхідно виявити які впливи вказують на невиконання або помилкове виконання деякого кроку дій.

Крок – 6 Аналіз складу задач. За допомогою критерію оцінки складу задач одержують опис дій для кожного приймаючого участь оператора.

Крок – 7 Оцінка діяльності ГВО. Оскільки в процесі дій рішення приймаються операторами об'єктів, вони повинні розглядати та оцінювати розумову діяльність людини.

Крок – 8, 12 Повторні опитування

Після попереднього визначення всіх необхідних для дій суттєвих критеріїв повинен бути проведений огляд установок для того, щоб оцінювач отримав загальне представлення про хід дій на установці.

Крок – 9 Огляд об'єкту, технічного пристрою

Обговорювання удосконалень з персоналом установки необхідно для розуміння і знайомства зі змінами перед їх реалізацією. Завдяки цьому на змінену систему не будуть впливати дії, які можуть стати джерелом нових помилок.

Крок – 10 Визначення ймовірності відмов Для визначення ймовірності відмов у розглянутих діях вони повинні бути перетворені у відповідні логічні графи. Найбільш прийнятним для застосовування тут логічних графів є дерево помилок, у якому базисні події формуються по кроках дій, параметрам навколишнього середовища й іншим ясно представленим критеріям оцінки. Атестація цих базисних подій здійснюється експертною системою. При цьому може визначатися як ймовірність виникнення, так і можливий рівень події.

Крок 11 Оцінка та розробка удосконалень ГВО при їх груповій взаємодії. Шляхом обробки *дерева помилок* і аналізу рішень з експертної системи можуть бути отримані:

1. Ступінь можливості небажаної події «відмова дій», якому може відповідати деяке вербальне висловлювання.
2. Перетворене значення для вхідної ймовірності небажаної події «відмова дій».
3. Аналізом важливості і чутливості можуть бути визначені події, що впливають на величину результату.
4. Залученням оцінки за допомогою експертної системи, що дозволяє точніше проаналізувати й одержати критерії оцінки, а їх оптимізацією забезпечити поліпшення людино-машинної системи і тим самим знизити вхідну ймовірність небажаної події «відмова дій».

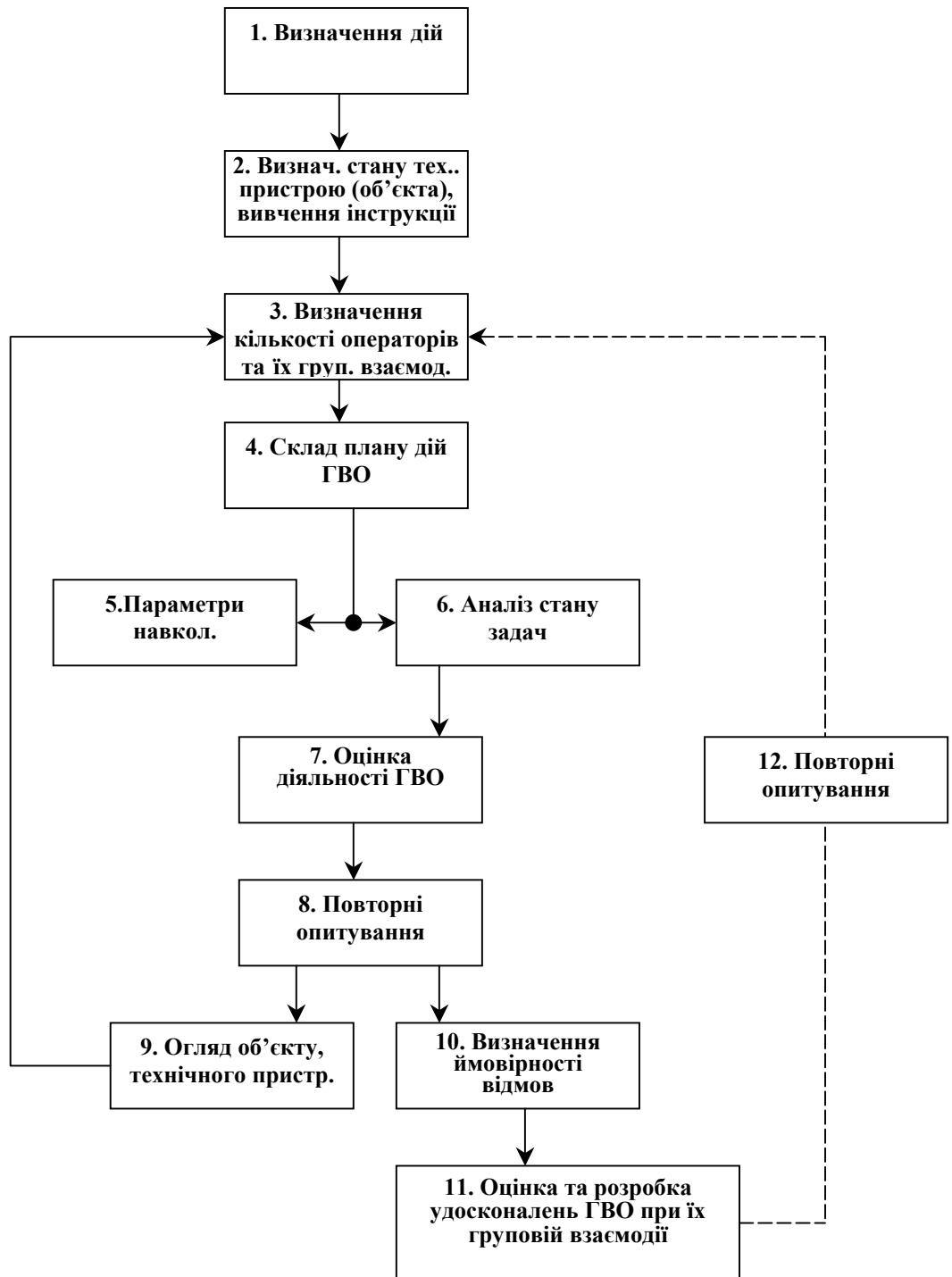


Рисунок 2 – Блок схема оцінки дій операторів при груповій взаємодії операторів

Розроблені удосконалення людино-машинної системи перед їхньою передачею для використання підлягають обговоренню з експертами і операторами технічних пристроїв. Обговорення удосконалень з операторами технічних пристроїв необхідно для осмислення і знайомства зі змінами перед їх реалізацією. Завдяки цьому на змінену систему не будуть перенесені стереотипні дії, що можуть стати джерелом нових помилок.

При розгляді групової взаємодії операторів людино-машинних систем керування в просторі передатних функцій складається з розробки і дослідження відповідних схем приєднаних окремих операторів у визначені групи.

Передатна функція кожної ланки спрямованої дії являє собою записане в операторській формі і дозволено щодо зображення вихідної величини диференціальне рівняння даної ланки. Таким чином, задача складання диференціальних рівнянь системи автоматичного керування в цілому зводиться до складання рівнянь окремих ланок. Одержаний при цьому вираз у частині трудомісткості стає більш очевидним, тому що на практиці в переважній більшості випадків структурні схеми систем автоматичного керування являють собою різні комбінації невеликого числа так званих типових ланок спрямованої дії, передатні функції і динамічні властивості яких можуть бути визначені раз і назавжди.

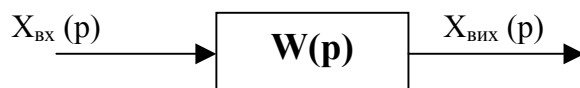


Рисунок 3 – Узагальнена структурна схема моделі контролю ГВО

Дуже важливою перевагою структурних схем є їх фізична наочність, що дає більш ясне представлення про процеси, що відбуваються в досліджуваній системі, у порівнянні з загальною формою запису диференціальних рівнянь.

Зі сказаного зрозуміла необхідність в умінні розділяти системи автоматичного керування на ланки спрямованої дії і складати структурні схеми в загальному вигляді, ґрунтуючись на принципових і функціональних схемах систем керування.

Після того як складена структурна схема й отримані передатні функції вхідних у неї ланок, необхідно визначити передатну функцію всієї системи. При цьому, якщо для поділу систем управління на ланки спрямованої дії не можна дати якогось єдиного рецепта, а приходить ся щораз керуватися значною мірою розуміннями загального порядку й інтуїцією, що здобуваються в процесі накопичення досвіду і виконання спеціальних вправ, то для визначення передатної функції системи по її структурній схемі можна скористатися спеціальними правилами перетворення структурних схем, основні з яких приводяться нижче.

Розглянемо розімкнуту систему, що володіє властивістю спрямованої дії (рис.3). Це може бути як одна ланка, так і будь-яка їх комбінація.

По визначенню передатної функції

$$W(p) = \frac{X_{вих}(p)}{X_{вх}(p)}, \quad (1)$$

відкділя впливає основна властивість спрямованої системи

$$X_{вих}(p) = W(p)X_{вх}(p), \quad (2)$$

тобто операторне зображення вихідної величини дорівнює передатній функції системи, помноженій на зображення вхідної величини.

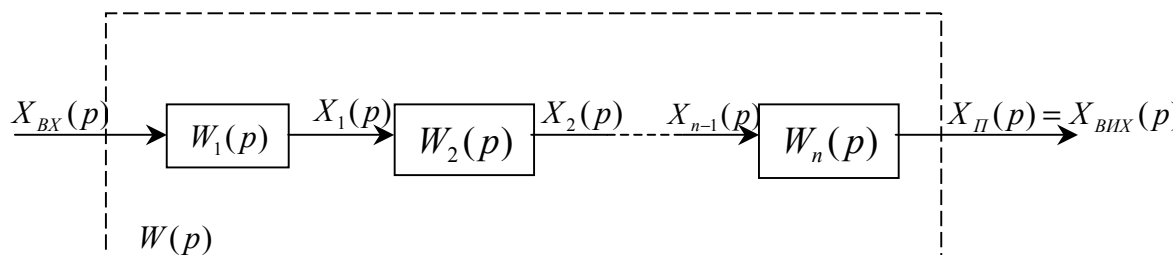


Рисунок 4 – Структурна схема моделі контролю послідовної групової взаємодії операторів

Розглянемо основні випадки включення ланок спрямованої дії.

1. Структурна схема моделі контролю послідовної групової взаємодії операторів (одноконтурна розімкнута система). Структурна схема приведена на рис.4.

На підставі формули (2) для кожної з n ланок можна записати:

$$\begin{aligned} X_1(p) &= W_1(p)X_{BX}(p), \\ &\dots \\ X_i(p) &= W_i(p)X_{i-1}(p), (i = \overline{1, n}) \end{aligned} \quad (3)$$

Крім усіх проміжних величин, тобто підставляючи попередні в наступні, одержимо вираз для останнього члена:

$$X_n(p) = W_n(p)X_{n-1}(p) = W_n(p)W_{n-1}(p)X_{n-2}(p) = \dots \quad (4)$$

З огляду на те, що вихід останньої n -ї ланки є одночасно вихідною величиною системи, тобто

$$X_n(p) = X_{BHX}(p). \quad (5)$$

Отримаємо

$$X_{BHX}(p) = W_1(p)W_2(p)\dots W_i(p)\dots W_{n-1}(p)W_n(p)X_{BX}(p). \quad (6)$$

Так як відношення

$$\frac{X_{BHX}(p)}{X_{BX}(p)} \quad (7)$$

по визначенню є передатна функція всієї системи $W(p)$, то остаточно будемо мати

$$\frac{X_{BHX}(p)}{X_{BX}(p)} = W(p) = \prod_{i=1}^n W_i(p). \quad (8)$$

Отже, передатна функція послідовно ввімкнених ланок спрямованої дії дорівнює добутку передатних функцій окремих ланок.

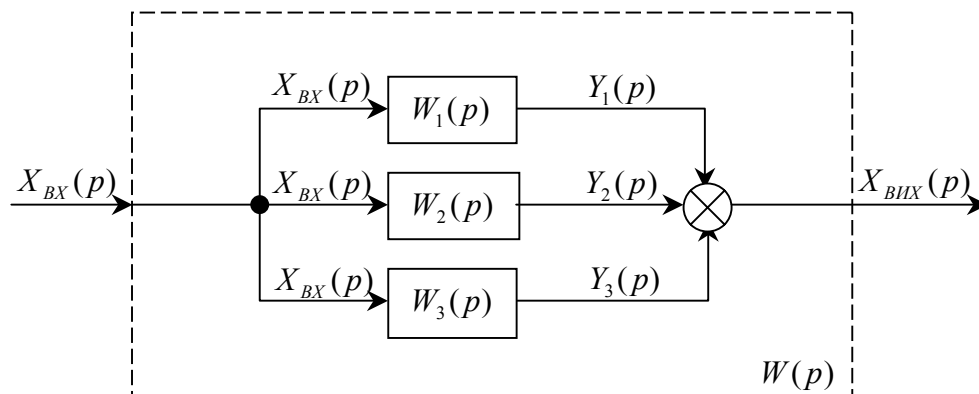


Рисунок.5 – Структурна схема моделі контролю паралельної ГВО

2. Паралельне ввімкнення. Паралельним включенням ланок спрямованої дії вважається таке, при якому вхідна величина системи подається паралельно на входи всіх ланок, а їх вихідні величини алгебраїчно складаються на виході системи. На рис.

5 зображений окремий випадок паралельного включення трьох ланок спрямованої дії.

На підставі формули (2) для кожного з n паралельно включених ланок можна записати:

$$\begin{aligned} Y_1(p) &= W_1(p)X_{BX}(p), \\ &\dots \\ Y_i(p) &= W_i(p)X_{BX}(p), (i = \overline{1, n}) \end{aligned} \quad (9)$$

Підсумовуючи написані рівності і приймаючи в увагу, що по визначенню паралельного включення ланок спрямованої дії сума лівих частин є вихідною величиною системи, одержимо

$$\begin{aligned} X_{BHX}(p) &= Y_1(p) + Y_2(p) + \dots + Y_i(p) + \dots + Y_n(p) = \\ &= [W_1(p) + W_2(p) + \dots + W_i(p) + \dots + W_n(p)]X_{BX}(p). \end{aligned} \quad (10)$$

Відповідно до визначення передатної функції (1), з останнього виразу будемо мати

$$\frac{X_{BHX}(p)}{X_{BX}(p)} = W(p) = \sum_{i=1}^n W_i(p). \quad (11)$$

Таким чином, передатна функція паралельно включених ланок спрямованої дії дорівнює алгебраїчній сумі передатних функцій окремих ланок.

3. Структурна схема моделі контролю послідовно-паралельного зустрічного включення ГВО. (зворотній зв'язок). Розглянемо спочатку основний випадок — негативний зворотній зв'язок.

На рис. 6 зображена структурна схема замкнутої системи автоматичного керування в найбільш загальному виді, де $G(p)$ і $Z(p)$ передатні функції відповідно прямої ланцюга системи і ланцюга зворотнього зв'язку. Сигнал зворотного зв'язку $X_{oc}(p)$ віднімається з вхідного сигналу $X_{BX}(p)$ (у випадку позитивного зворотнього зв'язку вони не віднімаються, а складаються).

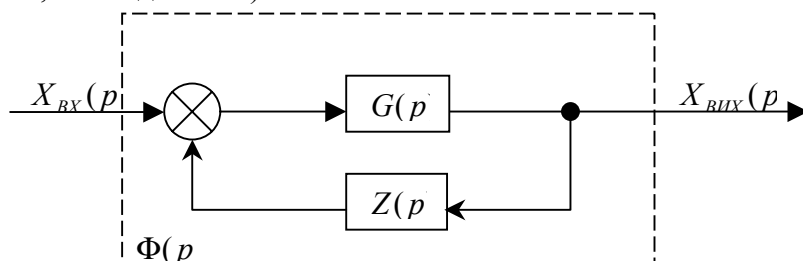


Рисунок 6 – Структурна схема моделі контролю паралельної ГВО

Передатні функції $G(p)$ і $Z(p)$ можуть відповідати як простим ланкам спрямованої дії, так і їх будь-яким комбінаціям.

Для схеми, зображеної на рис. 6,

$$\begin{aligned} X_{BHX}(p) &= G(p)[X_{BX}(p) - X_{oc}(p)], \\ X_{oc}(p) &= Z(p)X_{BHX}(p). \end{aligned} \quad (12)$$

Виключивши з них проміжну величину X_{oc} , одержимо передатну функцію замкнутої системи

$$\frac{X_{BHX}(p)}{X_{BX}(p)} = \Phi(p) = \frac{G(p)}{1 + W(p)}, \quad (13)$$

де

$$W(p) = G(p)Z(p) \quad (14)$$

є передатна функція розімкнутої системи. Зміст останньої назви стає зрозумілим, якщо розімкнути контур управління в будь-якому місці і, «випрямивши» його, розглядати проходження сигналу, поданого в місці розмикання, по ланцюжку послідовно включених ланок спрямованої дії.

Отже, передатна функція замкнутої системи автоматичного керування дорівнює відношенню передатної функції прямого ланцюга до збільшеного на одиницю передатної функції розімкнутої системи.

Слід зазначити, що цей висновок, рівно як і формула (13), справедливий лише для зображеного на рис. 6 випадку, коли зовнішній вплив надходить на вхід системи управління. Тому $\Phi(p)$ іноді називають передатною функцією замкнутої системи по вхідному впливі.

У дійсності, крім управляючого вхідного впливу, вся реальна система піддається різним впливам, що обурюють, (коливання навантаження, нестабільність характеристик елементів, перешкоди і т.д.), що можуть надходити в систему в будь-якому місці. Для обліку їхнього впливу потрібно вміти за допомогою структурної схеми встановлювати залежності між цими збурюваннями і змінами керованої (вихідний) величини системи.

Розглянемо структурну схему системи автоматичного керування, зображену на рис. 7. Прямий ланцюг системи складається з послідовно включених ланок спрямованої дії з

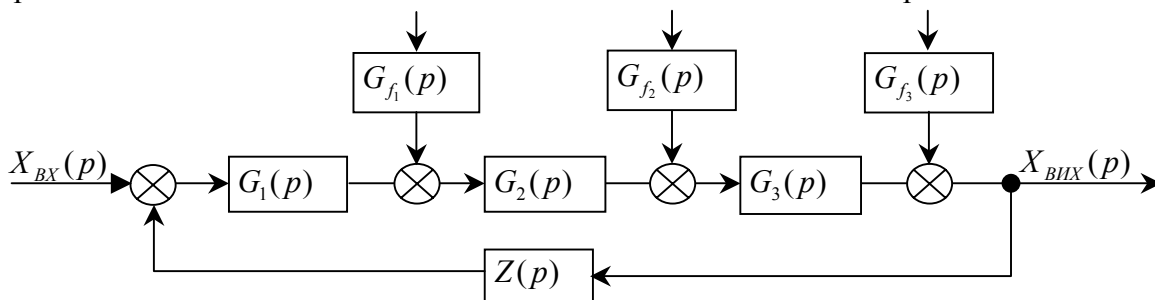


Рисунок 7 – Структурна схема моделі контролю автоматичного управління ГВО

передатними функціями $G_1(p), G_2(p), G_3(p)$. На вході двох останніх ланок надходять збурюючі впливи, $F_1(p)$ і $F_2(p)$, що складаються з відповідними вихідними величинами попередніх ланок. Крім того, збурення $F_3(p)$ діє безпосередньо на вихідну величину системи, що позначено на схемі спеціальним елементом підсумовування. При цьому принципово важливо, що місце додатка збурення $F_3(p)$ охоплено зворотнім зв'язком, тобто на ланку з передатною функцією $Z(p)$ надходить вихідна величина системи уже з урахуванням дії $F_3(p)$. У протилежному випадку ніякого ефекту регулювання не було б, тому що керована величина системи, перевернута впливом впливу, що обурює, не коректувалася б зворотнім зв'язком.

Зі структурної схеми (рис. 7) видно, що збурюючі впливи $F_2(p), F_3(p)$ надходять на входи ланок прямого ланцюга системи не безпосередньо, а через додаткові ланки з передатними функціями $G_{f1}(p), G_{f2}(p), G_{f3}(p)$, що відбивають характер залежності даної величини системи від конкретного збурення.

У силу лінійності розглянутої системи керування до неї застосуємо принцип накладення, що дає можливість визначити загальну реакцію системи (зміна вихідної величини) як суму приватних реакцій від кожного з зовнішніх впливів окремо.

Якщо $X_{BX}(p)=0, F_2(p)=0, F_3(p)=0$, то визначимо залежність $X_{ВИХ}(p)$ від $F_1(p)$. На вході ланки $G_2(p)$ діє сума сигналів $F_1(p)+G_1(p)[0-Z(p)X_{ВИХ}(p)]$ які, пройшовши крізь ланки $G_2(p), G_3(p)$, дадуть на виході

$$X_{ВИХ}(p) = G_2(p)G_3(p)[F_1(p) - G_1(p)X_{ВИХ}(p)]. \quad (15)$$

Дозволивши останнє рівняння відносно $X_{BIX}(p)$, будемо мати

$$X_{BIX}(p) = \frac{G_2(p)G_3(p)}{1+W(p)}F_1(p), \quad (16)$$

де $W(p) = G_1(p)G_2(p)G_3(p)Z(p)$ — передатна функція розімкнутої системи.

Отриманий результат можна узагальнити у виді наступного правила: операторське зображення вихідної величини системи дорівнює дробу, чисельник якого є добуток зображення зовнішнього впливу на передатні функції ланок, включених послідовно між додатком впливу і виходом системи, а знаменник — збільшена на одиницю передатна функція розімкнутої системи.

Аналогічним шляхом одержимо вираз і для інших зовнішніх впливів:

$$X_{BIX}(p) = \frac{G_{f_2}(p)G_3(p)}{1+W(p)}F_2(p), \quad (17)$$

$$X_{BIX}(p) = \frac{G_{f_1}(p)G_3(p)}{1+W(p)}F_3(p); \quad (18)$$

$$X_{BIX}(p) = \frac{G_1(p)G_2(p)G_3(p)}{1+W(p)}X_{BX}(p). \quad (19)$$

При одночасному впливі всіх збурень результуюче значення $X_{BIX}(p)$ визначиться як сума отриманих приватних значень, що може бути записане в такий спосіб:

$$X_{BIX}(p) = \frac{G_1(p)G_2(p)G_3(p)X_{BX}(p) + G_2(p)G_3(p)F_1(p)}{1+W(p)} + \frac{G_{f_2}(p)G_3(p)F_2(p) + G_{f_3}(p)F_3(p)}{1+W(p)}. \quad (20)$$

З виразу (13) можемо отримати (як приватний випадок) формули характерні для слідкуючих систем.

Таким чином, проаналізовані та досліджені ряд моделей контролю ефективності групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління. В результаті чого, у статті запропоновано модифікований алгоритм реалізації моделі контролю групової взаємодії операторів у просторі передатних функцій. Даний алгоритм може бути використаний для відповідних схем з'єднання окремих операторів з їх технічними засобами в послідовні, паралельні, послідовно-зустрічно-паралельні, довільні ланки виконання поставлених задач.

Список літератури

1. В.И. Архангельский, И.Н. Богоенко Человечно-машинные системы автоматизации. Управление качеством, безопасностью, надежностью. К., 2000г., -296с.
2. Цыбулевский И.Е. Человек как звено следящей системы М., 1980г., -288с.
3. Сапожников Р.А., Бессонов А.А., Шоломицкий А.Г., Надежность автоматических управляющих систем М., 1964г.
4. Д.В. Васильев, В.Г. Чуич Системы автоматического управления М., 1967г., -419с.

Проанализированы и исследованы ряд моделей контроля эффективности группового взаимодействия операторов человеко-машинных систем управления в пространстве передаточных функций соответствующих схем соединения отдельных операторов с их техническими средствами

Analysed and investigational row of models of control of efficiency of group co-operation of operators of the cheloveko-mashynnykh control systems in space of transmissions functions of the proper charts of connection of separate operators with their hardwares

Конструктивна структура двозахватних пристроїв промислових робіт

В даній статті розглядаються питання запропонованої конструктивної структури двозахватних промислових робіт, яка враховує кількість, умови приєднання та взаємне направлення додаткових ланок пристрою. Також, приведена структура приєднання захватів до ланок пристрою.

двозахватний промисловий робот, конструктивна структура, розміщення ланок, двозахватні пристрої, приєднання ланок

Впровадження у виробництво верстатів з ЧПК вимагає застосування гнучких засобів автоматизації при виконанні завантажувально – розвантажувальних робіт. Промислові роботи добре зарекомендували себе при проведенні зазначених робіт. Це пов'язано з підвищенням продуктивності праці та гнучкості виробництва.

Промислові роботи, як і інші механізми, мають свої відмінні ознаки, однією з них є наявність в роботі двозахватного пристрою. Це значно підвищує продуктивність його роботи в порівнянні з однозахватними. В даній статті запропонована ідея конструктивної структури двозахватних пристроїв.

Розробка конструктивної структури двозахватних пристроїв дозволяє визначити особливості будови (“скелету” чи “каркасу”) зазначених пристроїв. Головним елементом такої конструктивної будови пристроїв є наявність ланок (стержнів), які формують каркас конструкції, до якого приєднуються захвати робота та необхідні кінематичні пари. В основу створюваної структури доцільно покласти узагальнену структуру двозахватних пристроїв. Виходячи з цього, а також враховуючи, що теоретично виконання пристрою можливе з безліччю формуючих його конструкцію ланок (Л), то за доцільне, для подальшого розгляду, прийнято умову наявності однієї, двох чи трьох ланок в пристрої. Більша кількість ланок веде до створення складних і мало раціональних конструкцій.

Спочатку розглянемо конструктивну структуру в залежності тільки від ланок, які її формують. Так, якщо в конструкції пристрою використовується тільки одна ланка (в такому випадку при позначенні ланки (Л) не будемо вказувати її номер), то доцільний варіант структури буде:

$$ВЛ \perp Л.$$

В даній формулі вказано, що до вихідної ланки (ВЛ) руки робота чи його кисті приєднано ланку двозахватного пристрою, і приєднання ланок ВЛ і Л здійснено перпендикулярно (\perp) одна відносно одної.

Окрім цього приєднання ланок, може бути співвісним ($/$), паралельним ($//$), перехресним (перпендикулярним, що не перетинається – X), та під довільним кутом (V) [1]. Дослідження показали, що останній варіант малодоцільний, а тому його використання, без відповідних умов, не передбачається. В дослідженнях також враховано співпадання напрямків приєднання ланки пристрою з вісями прямокутної системи координат.

Приклад схеми, згідно вказаної структурної формули, показано на рис. 1, а.

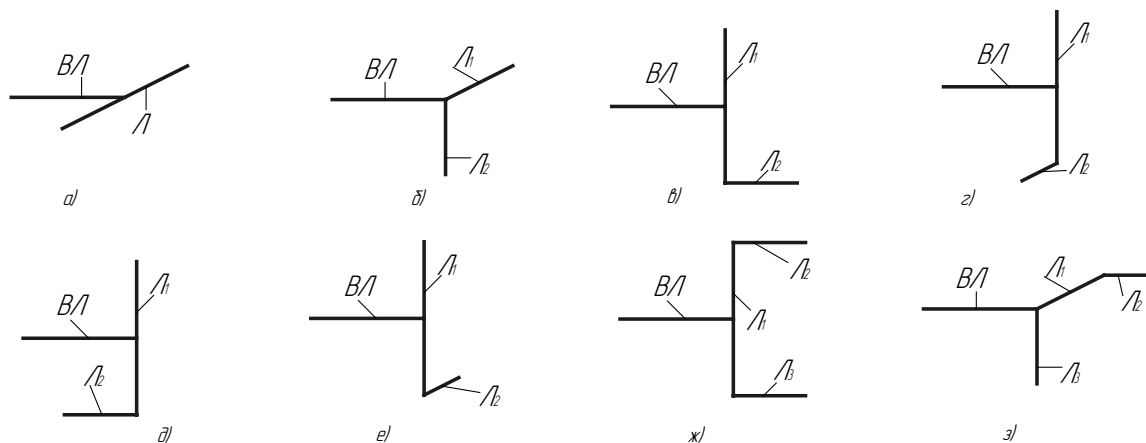


Рисунок 1 – Схеми варіантів з'єднання ланок двозахватних пристроїв

Якщо пристрій формується двома ланками (відповідно перша ланка – L_1 і друга – L_2), тоді можлива більша кількість варіантів. Принципово їх можна розділити на дві групи варіантів. До першої групи відносяться варіанти, коли кожна з ланок L_1 і L_2 приєднується до вихідної ланки – рис. 1, б. Структуру наведеного варіанту можна представити:

$$ВЛ \begin{cases} \perp L_1 \\ \perp L_2 \end{cases} \quad (1)$$

В даному варіанті передбачається розгалуження ланок з однієї точки з'єднання. В таких структурних формулах, для більшої визначеності приєднання ланок, необхідно вказувати, як розміщення по відношенню до попередньої (вихідної – ВЛ) ланки, так і між ланками, що приєднуються (L_1 і L_2). Якщо приєднання перпендикулярне між L_1 і L_2 , то його у формулі позначаємо відповідним значком (\perp) між цими ланками:

$$ВЛ \begin{cases} \perp L_1 \\ (\perp) \\ \perp L_2 \end{cases} \quad (2)$$

До другої групи відносяться варіанти, коли одна із ланок (наприклад, перша ланка – L_1) приєднується до вихідної ланки, а друга ланка L_2 до першої ланки. Приклад такого варіанту наведено на рис. 1, в, і відповідно структурна формула буде:

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \cdot \\ \perp L_2 \end{cases} \quad (3)$$

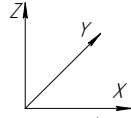
В даній формулі приєднання ланки L_2 здійснюється перпендикулярно до ланки L_1 . Ступінчатий запис формули вказує, що ланка L_2 приєднується до одного з кінців ланки L_1 . Для більшої визначеності, розміщення ланки L_2 по відношенню до ланки L_1 і всієї системи, доцільно вказувати напрямок приєднання ланки L_2 відносно попередньої ланки, в даному випадку до ланки ВЛ. Таке позначення буде слідувати за попереднім і згідно наведеної схеми (рис. 1, в) уточнена структурна формула буде мати вигляд:

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \cdot \\ \perp // L_2 \end{cases} \quad (4)$$

Наведена формула вказує, що ланка L_2 приєднана до ланки L_1 перпендикулярно, а по відношенню до попередньої ланки (ВЛ) паралельно ($//$). Така конкретизація дозволяє відрізнити наведену схему від можливої іншої схеми, де також ланка $L_2 \perp L_1$, але ланка L_2 приєднана з умовою перехрещеності з віссю ВЛ (рис. 1, г). Відповідно формулу можна представити:

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \cdot \\ \perp \times L_2 \end{cases} \quad (5)$$

Для послідувочої конкретизації необхідно вказувати, в якому напрямку відповідно до тієї чи іншої координатної вісі направлено ланку, що приєднується. Якщо ланки приєднані так, що їх вісі співпадають з вісями координат системи:



то вони відповідно позначаються у структурних формулах значками напрямку: \uparrow , \downarrow , \nearrow , \searrow .

Якщо напрямки приєднувальних ланок співпадають з напрямками координатної системи в протилежні сторони, то вони позначаються: \downarrow , \uparrow , \searrow , \nearrow .

З урахуванням цих умов структуру, згідно схеми рис. 1, в, можна записати:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \nearrow \\ \perp \uparrow \end{array} \text{Л}_2 \quad (6)$$

Такий запис уточнює напрямок приєднання ланки Л_2 , в протиположному варіанту, коли ланка Л_2 направлена вліво відносно ланки Л_1 , (рис. 1, д), згідно формули:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \nearrow \\ \perp \downarrow \end{array} \text{Л}_2 \quad (7)$$

Подібно можна конкретизувати формулу для схеми рис. 1, г:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \nearrow \\ \perp \nearrow \end{array} \text{Л}_2 \quad (8)$$

в протиположному варіанту рис. 1, е:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \nearrow \\ \perp \searrow \end{array} \text{Л}_2 \quad (9)$$

При формуванні двозахватного пристрою трьома ланками кількість можливих варіантів ще більша. Розглянемо деякі типові із них. Якщо перша ланка (Л_1) приєднана до вихідної ланки (ВЛ), а дві інші (Л_2 ; Л_3) до ланки Л_1 (рис. 1, ж), то структура такого варіанту буде:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \nearrow \perp \text{Л}_2 \\ \searrow \perp \text{Л}_3 \end{array} \quad (10)$$

Уточнена структура наведеної схеми (рис. 1, ж) буде:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \nearrow \perp \uparrow \text{Л}_2 \\ \searrow \perp \uparrow \text{Л}_3 \end{array} \quad (11)$$

Інший варіант трохланкового двозахватного пристрою наведено на рис. 1, з, відповідно до структури:

$$\text{ВЛ} \begin{array}{l} \nearrow \perp \text{Л}_1 \perp \uparrow \text{Л}_2 \\ \searrow \perp \text{Л}_3 \end{array} \quad (12)$$

Другою складовою конструктивної структури двозахватних пристроїв є відображення особливостей розміщення захватів на ланках пристрою. Так як захвати розміщуються на кінцях відповідних ланок, то при цьому важливо вказати напрямок вісі захвату (В) по відношенню до вісі ланки, що тримає захват. Ці напрямки, як правило, такі ж, як і напрямки взаємного розміщення ланок. Практично доцільним є приєднання захвату при умові співвісності та перпендикулярності вісі захвату і вісі ланки, до якої він приєднаний.

Приклади типових варіантів приєднання захватів до ланок двозахватного пристрою наведені на рис. 2. Так, для варіанту (рис. 1, а), коли захвати приєднуються перпендикулярно до ланки – Л (рис. 2, а), структурна формула буде:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л} \begin{cases} \perp \uparrow | 3_1 \\ \perp \uparrow | 3_2 \end{cases} \quad (13)$$

На даній і послідуючих схемах показані два захвати 3_1 і 3_2 та їх вісі симетрії B_1 і B_2 . Таким чином, згідно позначених вісей B_1 і B_2 в структурній формулі вказується їх розміщення та напрямок. Для цієї схеми (рис. 1, а) може бути інше розміщення захватів (рис. 1, б) і тоді її можна представити структурною формулою:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л} \begin{cases} / 3_1 \\ \perp \times 3_2 \end{cases} \quad (14)$$

В даній формулі однозначно вказується, що перший захват приєднаний до ланки (Л) співвісно. Конкретизувати, як він розміщений до вихідної ланки немає потреби, так як умова співвісності може бути реалізована тільки одним варіантом. Протилежним цьому може бути представлення приєднання другого захвату 3_2 згідно виконання умови перехрещуваності (\times) ланки (Л) і вісі (B_2).

Для дволанкових захватних пристроїв (рис. 1, б) приєднання захватів можна показати на прикладі (рис. 2, в) згідно формули:

$$\text{ВЛ} \begin{cases} \perp \text{Л}_1 \perp \times 3_1 \\ \perp \text{Л}_2 \perp \uparrow 3_2 \end{cases} \quad (15)$$

Для схеми (рис. 1, в) один із варіантів приєднання має вигляд (рис. 2, г), а структурна формула :

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp \times 3_1 \\ \perp \uparrow | \text{Л}_2 \perp \downarrow | 3_2 \end{cases} \quad (16)$$

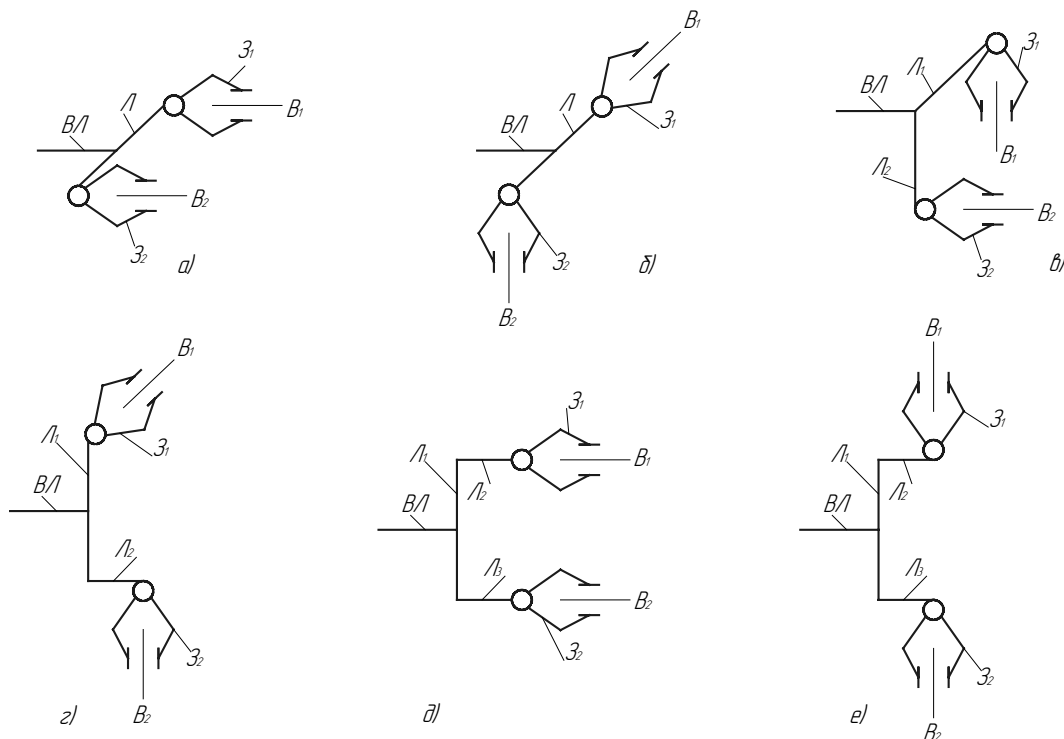


Рисунок 2 – Конструктивні схеми двозахватних пристроїв

Трьохланкові двозахватні пристрої можуть мати також значну кількість варіантів приєднання захватів. Наприклад до схеми рис. 1, ж захвати можуть бути приєднані (рис. 2, д) згідно формули:

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \perp \uparrow | L_2 / Z_1 \\ \perp \uparrow | L_3 / Z_2 \end{cases} . \quad (17)$$

Інший варіант приєднання захватів до цієї схеми показано на рис. 2, е, що відповідає структурній формулі:

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \perp \uparrow | L_2 \perp \uparrow | Z_1 \\ \perp \uparrow | L_3 \perp \downarrow | Z_2 \end{cases} . \quad (18)$$

В цілому, використання запропонованої конструктивної структури дозволяє наглядно представляти будову двозахватних промислових роботів, та зручно їх аналізувати. Дана конструктивна структура в поєднанні з кінематичною структурою, дозволяє комплексно представляти будову та особливості функціонування таких роботів. Наявність математичної формули, що описує структуру двозахватних пристроїв, забезпечує якісну оцінку різних варіантів та визначення із них найбільш доцільних виконань.

Список літератури

1. Павленко І.І. Структура промислових роботів. Кіровоград, 1998. – 98 С.
2. Павленко І.І., Мажара В.А. Структура продуктивності верстатних роботизованих комплексів // Збірник наукових праць. – Вип. 17 – Краматорськ: ДДМА, 2005. – С. 131 – 137.
3. Павленко И.И. Анализ кинематических возможностей роботов. // Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. – Машиностроение. – 1980. – №15. – С. 42 – 48.

В данной статье рассматриваются вопросы предложенной конструктивной структуры двозахватных промышленных роботов, которая учитывает количество, условия крепления и взаимное направление дополнительных звеньев устройства. Также, приведена структура крепления захватов к звеньям устройства.

In the given article the questions of the suggested constructional structure of the double – held industrial robots has been considered, which takes into account the amount, the conditions of fastening and mutual direction of the additional links of the device. Also, the structure of fastening of claws to the links of the device has been given.

І.М. Горьовий, І.І. Єніна, доценти, кандидати технічних наук

Кіровоградський національний технічний університет

А.П. Гевел, асп.

Державна податкова адміністрація в Кіровоградській області

Система автоматичного управління загрузки зернозбирального комбайну

В даній статті з метою вибору можливих принципових схем системи автоматичного пристрою регулювання швидкості поступального руху комбайна в залежності від його навантаження зроблений аналіз динамічних процесів функціонування систем регулювання та запропонований автоматичний пристрій регулювання завантаження комбайна.

автоматичне управління, комбайн, пристрій регулювання, швидкість

Виробництво сільськогосподарської продукції являє собою складну, живу, детерміновано-стохастичну динамічну систему з великою кількістю змінних ймовірнісних чинників, які суттєво впливають на кінцевий результат. Виробничі і природні умови, особливо екстремальні значення цих факторів (засухи, перезволоження, добові коливання погодних умов, зміщення строків виконання робіт та ін.), задаються своїми максимальними (мінімальними) значеннями, частотою появи і часом дії. За цих умов, перш за все, необхідно розробити більш досконалу загально формалізовану логіко-математичну модель розв'язання технологічно-технічних задач для сільськогосподарського виробництва.

Збирання зернових характеризується великою кількістю факторів, що впливають на продуктивність зернозбиральних комбайнів, ефективність їх використання, а відповідно і на потребу в них. Експериментальними дослідженнями та виробничою перевіркою встановлено, що ефективність використання зернозбиральних комбайнів значною мірою залежить від характеристики хлібостою врожайність, забур'яненість, полеглисть, вологість зерна і соломи), рівня технічної готовності комбайнів, розмірів та конфігурації полів, організації роботи. Сучасні енергоємні комбайни з високою пропускною здатністю неефективно використовувати на полях з низькою врожайністю, їхня продуктивність різко зменшується також при збиранні на забур'яненних площах.

Головну роль в процесі вдосконалення комбайнової техніки відіграють потреби та вимоги людини:

✓ Водії комбайнів - прагнуть до досягнення комфортності в процесі керування комбайном.

✓ Фермери – прагнуть до зниження собівартості збираемого врожаю (помірних цін на комбайнову техніку, отримання максимального прибутку від вкладених коштів в сільське господарство).

✓ Споживачі – прагнуть до зниження цін на продукцію сільського господарства і т.п.

Для задоволення вимог сучасного суспільства комбайни потребують постійного вдосконалення його складових частин та автоматизації комбайнів (застосовуючи сучасний розвиток інтелектуальних та силових частин автоматизації).

Основною умовою ефективного використання збиральних машин є оптимальне завантаження їхніх робочих органів, тому для досягнення високої продуктивності

машин прагнуть до максимального, у межах конструктивних можливостей, технологічного завантаження робочих органів збиральних машин. Рівень завантаження не залишається постійним при незмінній швидкості руху машини, при цьому зміна завантаження обумовлена варіацією врожайності культури, що збирається, змінами її фізико-механічних властивостей, а також мінливістю умов збирання, що змінюються беззупинно й значно не тільки в перебігу дня, але і навіть у межах одного поля.

Самохідний зернозбиральний комбайн є найбільш складною в технологічному відношенні збиральною машиною, тому ефективність використання зернозбирального комбайна визначається, насамперед, оптимальністю завантаження молотильних і сепаруючих органів комбайна. Крім того, агробіологічний стан посіву відрізняється значною нерівномірністю не тільки на різних полях, але навіть у межах одного поля. Нерівномірність посіву по врожайності, засміченості, вологості є однією з причин недовикористання пропускну здатності комбайна.

Випадкові зміни зовнішніх умов викликають порушення режимів технологічного процесу. Максимальна ефективність роботи агрегату може бути досягнута в тому випадку, коли завантаження відповідає його можливостям, тобто конкретним умовам збирання. Перевищення цих можливостей (внаслідок зміни зовнішніх умов або режиму роботи агрегату) призводить до різкого погіршення якісних показників технологічного процесу, виникненню аварійних ситуацій. Недовикористання можливостей конструкції машини істотно погіршує економічні показники проведення всієї збиральної кампанії.

Іспити показали, що коефіцієнт варіації обертів двигуна при роботі з автоматичним регулятором завантаження більш ніж у два рази менше, ніж при роботі без регулятора. Це дозволяє значно поліпшити якість здрібнювання силосної маси, підвищивши продуктивність агрегату.

В більш детальному підході до питання автоматизації комбайна можна запропонувати велике число схем систем регулювання завантаження збиральних машин, що відрізняються одна від іншої по виду регульованої величини, за законом регулювання і конструкції окремих елементів регуляторів.

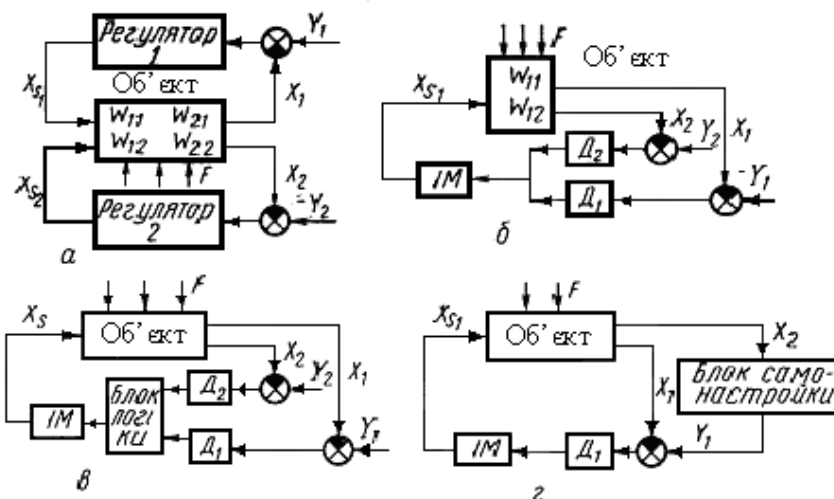
Щоб із усього різноманіття можливих принципових схем систем регулювання зробити правильний вибір, необхідний аналіз динамічних процесів функціонування систем.

Для складних збиральних машин стали розробляти системи автоматичного регулювання по декількох параметрах (багатомірні системи). Найпростішими з них є системи, що складаються з декількох самостійних регуляторів, пов'язаних між собою тільки через об'єкт (рис. 1, а). Кожний із регуляторів має свій автономний регулюючий орган і вузол налагодження. Прикладом може служити система, що складається з відцентрового регулятора обертів двигуна зернозбирального комбайна і регулятора товщини прошарку хлібної маси в похилій камері. Обидва ці регулятори впливають один на одного тільки через об'єкт (оскільки при аналізі динамічних властивостей самохідних збиральних машин відцентровий регулятор обертів двигуна може розглядатися як складова частина об'єкта, то надалі не будемо виділяти його самостійно).

При створенні багатомірних систем регулювання завантаження, як правило, використовують загальний виконавчий механізм, що керує поступальною швидкістю збиральної машини. Багатомірні системи можуть будуватися на принципі беззупинного підсумовування сигналів датчиків (рис. 1, б) або з застосуванням логічних устроїв для аналізу цих сигналів (рис. 1, в).

При двох датчиках логічний пристрій виділяє максимальний сигнал і здійснює вплив на виконавчий механізм відповідно до сигналів датчика, що у більшій ступені

потребує зменшення поступальної швидкості прямування машини. Якщо датчиків більше двох, логічний пристрій функціонує за принципом машини голосування.



а - система регулювання, що складається з двох регуляторів, пов'язаних між собою тільки через об'єкт; б - система регулювання з двох регуляторів, пов'язаних між собою через об'єкт і загальний виконавчий механізм; в - двомірна система регулювання з логічним пристроєм для опрацювання сигналів датчиків; г - самоналагоджувана система.

Рисунок 1 - Функціональні схеми багатомірних систем автоматичного регулювання завантаження:

Загальним недоліком розглянутих останніх двох принципів побудови багатомірних систем є те, що кожний із каналів виміру потребує самостійного налагодження як по номіналі вимірювального параметра, так і на сувору відповідність їх між собою. В польових умовах здійснити необхідного налагодження можна тільки індивідуально для кожної збиральної машини. Якість налагодження залежить від кваліфікації механізатора і пов'язано з істотною витратою часу, що росте в значно більшій мірі, чим число каналів вимірів.

Якщо ж у результаті зміни умов жнив виявиться, що сталий режим роботи машини можливий при інших номінальних значеннях регульованих параметрів, чим це було колись встановлено, то провести правильні зміни в налагодженню системи, цілі котрих заздалегідь можна сформулювати лише в самому загальному виді, практично важко. Щоб забезпечити велику автономність каналів виміру в системах (рис. 1, б і в), можна ввести перехресні зв'язки між датчиками, проте це лише частково усуває відзначені хиби, тому що зазначені системи здійснюють жорсткий закон регулювання.

Останнім часом почали розробляти системи регулювання завантаження збиральних машин, що володіють властивістю адаптації, тобто автоматично адаптуються до змінних умов жнив. Однієї з різновидів самоадаптуючихся систем є самоналагоджувальні системи (рис. 1, г). Вони складаються з базового регулятора одного з параметрів завантаження, налагодження якого змінюється автоматично в залежності від стану інших параметрів, що характеризують протікання керованого процесу й умов жнив.

Найбільш досконалі системи автоматичного керування з цього класу систем - системи автоматичної оптимізації всього технологічного процесу. Ці системи, розташовуючи декількома каналами вимірів і регулюючих органів, шляхом автоматичного пошуку можуть знаходити таку сукупність регулюючих впливів, при якому показник ефективності досягає би екстремального значення. Показник ефективності може обчислюватися спеціальним пристроєм на підставі сигналів різноманітних датчиків.

Основним збуренням f_1 яке викликає зміну завантажувального режиму комбайна, є нерівномірність врожайності. Компенсувати це обурення найбільш ефективно можна за допомогою регулятора товщини прошарку, датчик якого розташований ближче усіх до ріжучого апарата (підбирачу). Для того щоб враховувати дію інших збурень, що характеризують зміну фізико-механічних властивостей хлібної маси й умов пересування комбайна, можна здійснювати, крім того, регулювання по додатковим параметрам: моменту на валі молотильного барабана, його обертам, ступеня завантаження двигуна та ін.. Проте залежність цих параметрів від подачі ускладнює створення багатомірних систем із прийнятними динамічними властивостями.

Завдяки застосуванню об'ємної гідропередачі в комбайні, водій комбайну має можливість плавно змінювати поступальну швидкість агрегату в широкому діапазоні. Але основною функцією - є водіння агрегату вздовж поля не пропускаючи с/х продукції і він не в змозі стежити за навантаженням органів комбайна, що взаємодіють. Навантаження органів, що сепарують, у свою чергу істотно змінюються в залежності від мінливих агротехнічних і ґрунтових умов на довжені поля. Якщо водій намагається контролювати навантаження органів, що сепарують, агрегат іде поза умовним рядком, внаслідок чого збільшуються втрати й ушкодження врожаю, і значно зменшується чистота с/х продукції в бнkerі.

У зв'язку з цим виникає необхідність у застосуванні автоматичного пристрою регулювання швидкості поступального руху комбайна в залежності від його навантаження.

Розроблений автоматичний пристрій регулювання завантаження комбайна відноситься до систем із впливом по регульованому параметрі, що у всіх випадках рівномірно діють на відхилення регульованого параметра від заданого значення незалежно від того, під дією якого збурення це відхилення відбулося. Цикл роботи даної системи включає вимір регульованого параметра (маси на вході), порівняння його з заданим значенням і вплив на регульований об'єкт таким чином, щоб призвести регульований параметр до заданого значення, тобто якщо маса більше заданого, система керування швидкістю комбайна одержує команду на зменшення поступальної швидкості. Від чого завантаження комбайна зменшується. Якщо ж прошарок стає менше заданого, агрегат збільшує швидкість. Крім того у випадку якщо двигун комбайна перевантажений швидкість комбайна не збільшується доти поки навантаження не зменшиться. Для зворотнього зв'язку використовується датчик швидкості. Таким чином, здійснюється процес автоматичного регулювання швидкості агрегату з метою підтримки оптимальної товщини прошарку на молотильному барабані комбайна.

Крім того, розроблений автоматичний пристрій запобігає можливим перевантаженням двигуна комбайна, що виникають при надходженні надлишкової кількості маси в комбайн. При перевантаженні різко знижується частота обертання колінчатого вала двигуна і пов'язаних із ним робочих органів комбайна. Це призводить до різкого погіршення або повного порушення технологічного процесу комбайна.

Функціональна схема розглянутої системи зображена на рис. 2. Оптимальна товщина прошарку $H_{\text{опт}}$, котрий автомат повинний підтримувати, задається за допомогою задатчика 3. Фактичний прошарок на елеваторі вимірюється вимірювачем Д. Сигнали $\Delta\Phi$ вимірювача і задатчика $H_{\text{опт}}$ надходять через перетворювач П і $P_{\text{опт}}$ надходять у мікро ЄВМ. І там оцифровуються вмонтованими АЦП. Сформовані ними сигнали ΔU і $\Delta U_{\text{опт}}$ є керуючими сигналами. Мікропроцесор МП аналізує вхідний сигнал і виробляє керуючий сигнал який надходить на виконавчий орган ВО. Регулюючим елементом системи є золотник управління ЗУ гідротрансмісії. Тиск

робочої рідини гідротрансмісії вимірюється датчиком $D_{\text{тиск}}$. Сигнали вимірювача надходять через перетворювач $\Pi_{\text{тиск}}$ і надходять у мікро ЄВМ для оцифровування умонтованими АЦП. Зворот-ний зв'язок здійснюється через датчик швидкості $D_{\text{швид}}$.

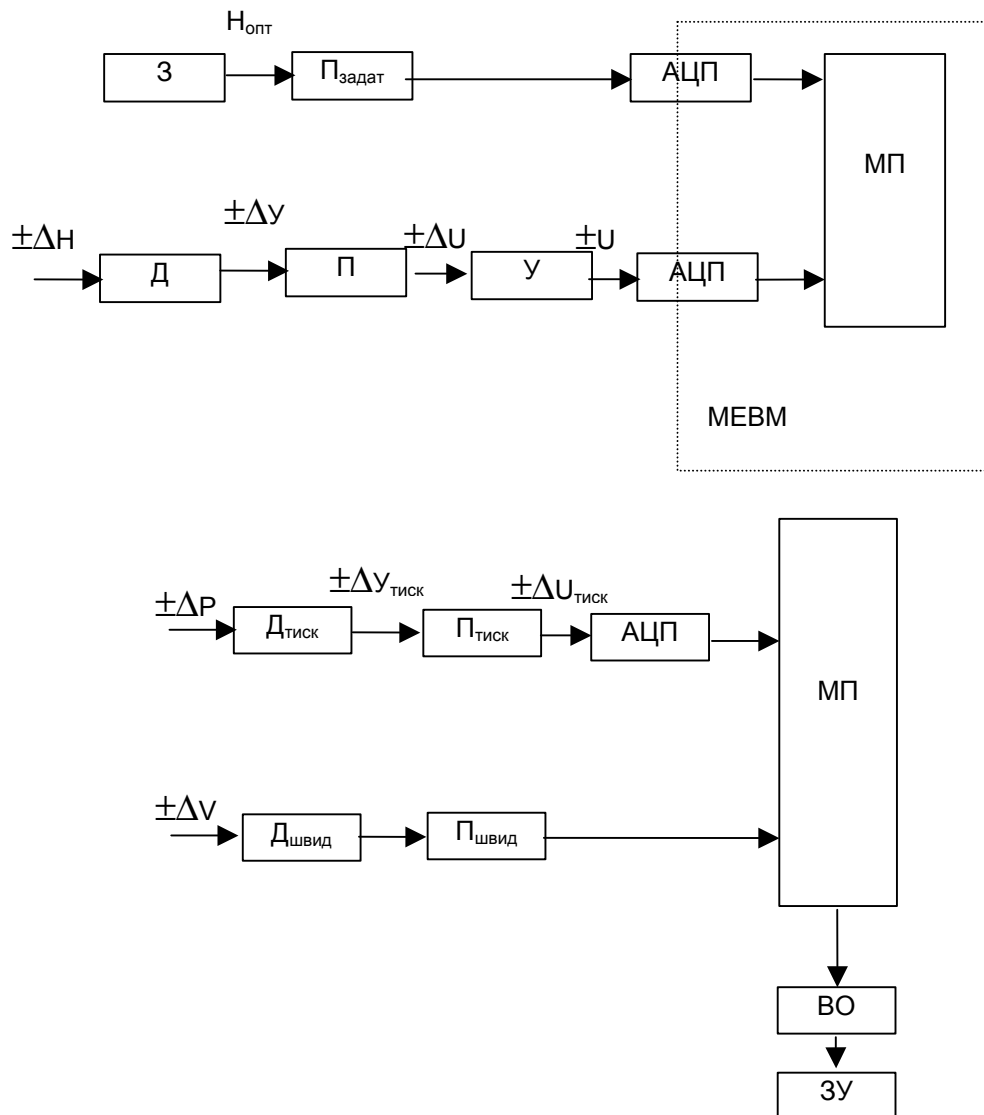


Рисунок 2. - Функціональний схема САУ завантаження основного молотильного барабану комбайна

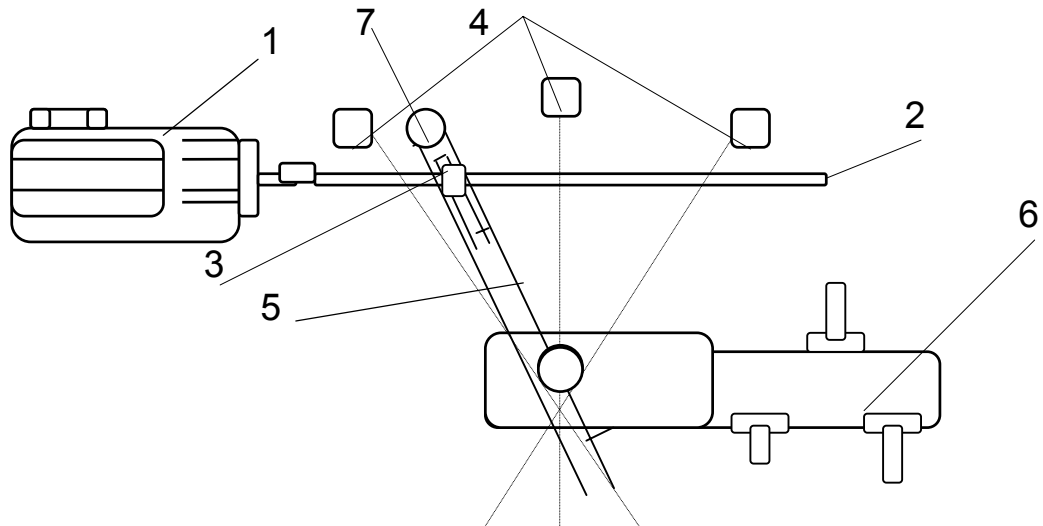
Система підтримки навантаження комбайна (рис. 3) складається з вимірювального перетворювача навантаження 1, кожний із щупів якого пов'язаний із своїм потенціометром 2, електронного блока 3, крокового двигуна 4 сполученого з важелем управління золотником управління аксіальнопоршневою гідротрансмісією, гідротрансмісії (ГСТ90)6. Датчика швидкості 7. Перетворювача тиску (МП22517) 5. Джерелом живлення служить акумулятор електросистеми комбайна. Вимірювач має шість щупів, рівномірно розташованих по ширині полотнища елеватора, а потенціометри щупів з'єднані послідовно. Під впливом прошарку маси щупи вимірювача рухаються. При цьому змінюється опір ланцюга потенціометрів. Вимірювальний перетворювач навантаження встановлен на рамі комбайна над кінцем основного елеватора, що сходить. Електронний блок встановлений у кабіні водія.

Автоматична система працює таким чином: при прямованні по полю леміш зернозбирального комбайна підбирає колос і подає зернову масу на основний елеватор 9, на якому частина ґрунту просівається, а маса, що залишилася, (ґрунт, зерно, тверді домішки, бадилля і бур'яни) потрапляє в простір між полотниною основного елеватора 9 і щупами 8 вимірювача завантаження. Таким чином, становище щупів 8 визначає навантаження основного елеватора (товщину прошарку маси на ньому). Потенціометри щупів з'єднані послідовно. Тому електричний опір їхнього ланцюга пропорційно середньому значенню товщини прошарку по всій ширині елеватора.

Перетворювач тиску змонтований на магістралі високого тиску гідротрансмісії. Що дозволяє знімати значення робочого тиску гідромотора для визначення його завантаженості.

Імпульсний датчик швидкості з переривачем змонтований на осі ведучого колеса комбайна.

Працює автоматична система в по такій схемі: при прямованні по полю барабан 10 комбайна підхвачує і зрізіє поступово рухаючіся ножі і подають зрізану масу на основний елеватор 9, на якому частина ґрунту просівається, а маса, що залишилася, (ґрунт, зерно, тверді домішки, бадилля, бур'яни) подає в простір між полотниною основного елеватора 9 і щупами 8 вимірювача завантаження. Таким чином, положення щупів 1 вимірювача визначають завантаження основного елеватора (товщину прошарку маси на ньому). Потенціометри щупів з'єднані послідовно. Тому електричний опір їхнього ланцюга пропорційно середньому значенню товщини прошарку по всій ширині елеватора. Контроль за перевантаженням двигуна комбайна здійснюється манометром 5. У випадку перевантаження двигуна (зрушування з місця, рух під гору) здійснюється вимикання САУ завантаження рушів. Після відновлення нормального режиму роботи МЭВМ відновлює роботу системи управління.



1 - кроковий двигун; 2 - вісь із різьбою; 3 - ковзна гайка; 4 - датчики положення; 5 - важіль управління; 6 - золотник управління.

Рисунок 3 - Принципова схема органа гідротрансмісії, що регулює

Для управління завантажувальним режимом збиральної машини використовується кроковий двигун (КД) механічно з'єднаний із важелем (5) золотника управління (6) ГСТ-90 (рис. 3).

З'єднання КД і важеля управління гвинтове (рис. 3). Ротор КД 1 з'єднаний із гвинтом 2, гвинт являє собою вісь із нарізною різьбою із 1024 кроками в 1 мм. До гвинта 2 через ковзну гайку 3 приєднаний важіль управління 5. Для визначення середньої і крайніх точок положення важеля 5, на кінці цього ж важеля закріплений постійний магніт який при досягненні якогось із крайніх положень діє на геркони 4.

Тому що для переміщення важеля управління потрібно зусилля в 15,5 Н.м для регулятора був обраний кроковий двигун, що серійно випускається ШДР-521 який створює момент на валі в 2,6 рази більше необхідного.

Електроніка крокового двигуна побудована в такий спосіб що КД управляється мікропроцесором усього двома сигналами -- пересунуться на крок і реверс. Перший імпульс управляє обертанням двигуна, а другий змінює напрямок обертання двигуна.

Список літератури

1. Getreideernte Verluste senken. – Agrartechnik International, 1982, vol.61, №5.
2. Погорілий Л.В., Брей В.В., Осіпов М.М. та ін. Моделі гнучких технологічних процесів сільськогосподарського виробництва/УТам же. - 1998.- №9.- С. 33-44.

В данной статье с целью выбора возможных принципиальных схем системы автоматического устройства регулирования скорости поступательного движения комбайна в зависимости от его нагрузки, сделан анализ динамических процессов функционирования систем регуляции и предложено автоматическое устройство регуляции загрузки комбайна.

In this article with the purpose of choice of possible of principles charts of the system of automatic device of adjusting of rate of forward movement of combine depending on his loading, the analysis of dynamic processes of functioning of the systems is done adjusting and the automatic device of adjusting of load of combine is offered.

Г.М. Гнатієнко, канд. техн. наук.,

Група компаній "Верес", директор з персоналу

О.В. Присяжнюк, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський педагогічний університет ім. В. Винниченка

Процедури та критерії адекватності перетворення інтервальних бальних оцінок в нормовані вагові коефіцієнти

Описуються процедури перетворення бальних інтервалів в гіперпаралелепіпед вагових коефіцієнтів та критерії їх адекватності. Проведено порівняльний аналіз ефективності процедур шляхом їх тестування з використанням різних критеріїв оптимальності

бали, вагові коефіцієнти, експерт

При розробці складних автоматизованих систем на етапі моделювання досить часто виникає необхідність застосування експертних оцінок. Залучення професійних експертів також необхідне і в ситуаціях, коли визначення вагових коефіцієнтів параметрів моделі складної системи за об'єктивними даними практично неможливе завдяки відсутності певного рівня об'єктивної інформації.

Метод приписування балів при проведенні експертного оцінювання об'єктів є найзручнішим та найменш трудомістким [1]. Інтервальні бальні оцінки адекватніше відображують суб'єктивну нечіткість, притаману природі експертного оцінювання [2]. Розмита форма експертної інформації у вигляді інтервалів бальних оцінок часто застосовується на практиці. Але для розв'язання багатьох практичних задач використовуються нормовані коефіцієнти відносної важливості об'єктів. Тому виникає задача розробки процедур переходу між інтервальними бальними оцінками та інтервалами нормованих вагових коефіцієнтів.

Нехай експерт задає свої переваги в N -бальній шкалі у вигляді інтервалів зміни балів кожного об'єкта в межах від 0 до N - чим важливіший об'єкт з точки зору експерта, тим більші значення $B_i^H, B_i^B, i \in I$, йому присвоюються (B_i^H, B_i^B - відповідно нижня та верхня межі зміни балів кожного об'єкта, I - множина індексів об'єктів), тобто

$$b_i \in [B_i^H, B_i^B], i \in I. \quad (1)$$

Необхідно знайти гіперпаралелепіпед вагових коефіцієнтів (ГВК), який би максимально зберігав задану структуру переваг експертів:

$$\rho \in \Pi = \prod_{i \in I} [\rho_i^H, \rho_i^B], \quad \rho = \{\rho_i, i \in I\}, \quad 0 < \rho_i^H \leq \rho_i^B < 1, \quad i \in I, \quad \sum_{i \in I} \rho_i = 1, \quad \rho_i > 0, \quad i \in I, \quad (2)$$

де ρ_i^H, ρ_i^B - відповідно нижня та верхня межі зміни компонент вектора, $\rho_i, i \in I$.

Знайдений ГВК не повинен містити надлишкових значень [3], тобто мають виконуватися умови:

$$\sum_{i \in I} \rho_i^H \leq 1, \quad \sum_{i \in I} \rho_i^B \geq 1, \quad \rho_i^H \geq 1 - \sum_{j \neq i} \rho_j^B, \quad \rho_i^B \leq 1 - \sum_{j \neq i} \rho_j^H, \quad i \in I \quad (3)$$

Наведемо деякі процедури перетворення від інтервальних бальних оцінок до інтервалів вагових коефіцієнтів

Процедура 1. Найпростішим способом перетворення інтервальних бальних оцінок до інтервалів нормованих коефіцієнтів є застосування формули

$$\rho_i^{H(B)} = 2 * B_i^{H(B)} / \sum_{j \in I} (B_j^H + B_j^B).$$

Процедура 2. Для перетворення інтервальних бальних оцінок у вагові коефіцієнти можна також застосовувати формулу

$$\rho^{H(B)}_i = B^{H(B)}_i / (X \pm \varepsilon), \quad i \in I, \quad (4)$$

де $\varepsilon > 0$, а величина X має вибиратися з інтервалу:

$$\max_{i \in I} (B^B_i + \sum_{j \neq i} B^H_j) \leq X \leq \min_{i \in I} (B^H_i + \sum_{j \neq i} B^B_j),$$

або обчислюється за формулою $X = \sum (B^H_i + B^B_i) / 2n$.

Якщо $\max_{i \in I} (B^B_i + \sum_{j \neq i} B^H_j) > \min_{i \in I} (B^H_i + \sum_{j \neq i} B^B_j)$, то значення X можна вибрати,

наприклад, як $X = (\max_{i \in I} (B^B_i + \sum_{j \neq i} B^H_j) + \min_{i \in I} (B^H_i + \sum_{j \neq i} B^B_j)) / 2$.

ГВК, одержаний в результаті перетворень (4), не повинен містити надлишкових значень. При відсіюванні надлишкових значень ГВК вигляду (3) може порушитися початкова структура переваг експерта.

При $\varepsilon=0$ зберігається профіль переваг, але можуть з'явитися надлишкові значення ГВК. Тому з допомогою варіації значення величини ε можна регулювати інтервали зміни вагових коефіцієнтів.

Процедура 3. Одним з підходів переходу від інтервальних бальних оцінок до ГВК є застосування монотонного перетворення вигляду:

$$\omega^H_i = (N - b^B_i) / N, \quad \omega^B_i = (N - b^H_i) / N, \quad i \in I. \quad (5)$$

В результаті задані інтервали бальних оцінок приймають нормовані значення $\omega^*_i \in [\omega^{*H}_i, \omega^{*B}_i]$, $i \in I$, де $\omega^{*H}_i = \omega_i(b^H_i)$, $\omega^{*B}_i = \omega_i(b^B_i)$, $i \in I$, - відповідно нижня та верхня межі інтервалів бальних оцінок у безрозмірному просторі.

Межі зміни ГВК, який породжується гіперпаралелепіпедом $\prod_{i \in I} [\omega^{*H}_i, \omega^{*B}_i]$ вигляду (5), обчислюються за формулами [4]:

$$\begin{aligned} \rho^H_i &= \prod_{\substack{j \in I \\ j \neq i}} \omega^{*H}_j / \left(\sum_{\substack{q \in I \\ j \neq q}} \omega^{*B}_q \prod_{\substack{j \in I \\ j \neq i}} \omega^{*H}_j + \prod_{\substack{j \in I \\ j \neq i}} \omega^{*B}_j \right), \\ \rho^B_i &= \prod_{\substack{j \in I \\ j \neq i}} \omega^{*B}_j / \left(\sum_{\substack{q \in I \\ j \neq q}} \omega^{*H}_q \prod_{\substack{j \in I \\ j \neq i}} \omega^{*B}_j + \prod_{\substack{j \in I \\ j \neq i}} \omega^{*H}_j \right) \end{aligned} \quad (6)$$

Процедура 4. Перед обчисленням ГВК за формулами (6) задані бальні оцінки можуть нормуватися формулами:

$$\omega^{*H}_i = b^H_i / \left(\sum_{j \in I} b^H_j - \min_{j \in I} (b^B_j - b^H_j) \right), \quad \omega^{*B}_i = b^B_i / \left(\sum_{j \in I} b^H_j - \min_{j \in I} (b^B_j - b^H_j) \right), \quad i \in I.$$

Процедура 5. На попередньому етапі замість значення N використовуються значення

$$b^{(\min)} = \min_{i \in I} b^H_i, \quad b^{(\max)} = \max_{i \in I} b^B_i, \quad i \in I.$$

Тоді для переходу до безрозмірних значень використовуються формули

$$\omega^{*H}_i = b^H_i / (b^{(\max)} - b^{(\min)}), \quad \omega^{*B}_i = b^B_i / (b^{(\max)} - b^{(\min)}), \quad i \in I.$$

Процедура 6. В деяких спеціальних задачах експертиза приписування балів модифікується таким чином. Експерт має можливість крім інтервалів відносної важливості об'єктів за N -бальною шкалою вказати ступінь впевненості в своїй оцінці, наприклад, числом $0 < v_i < 1$, $i \in I$.

Евристика Е1. Експертним шляхом встановлюється співвідношення μ між пріоритетністю заданої важливості об'єкта та впевненістю експерта у своїх оцінках (у

технічних задачах – між заданою важливістю об'єкта та ймовірністю його вірної класифікації).

Значення $\omega^{*H}_i, \omega^{*B}_i, i \in I$, обчислюються в цьому випадку за формулами:

$$\omega^{*H}_i = \begin{cases} (b^H_i)^\mu / v_i, & \mu \leq 1, \\ (b^B_i)^\mu / v_i, & \mu > 1, \end{cases} \quad \omega^{*B}_i = \begin{cases} (b^H_i)^\mu / v_i, & \mu \geq 1, \\ (b^B_i)^\mu / v_i, & \mu < 1 \end{cases}, i \in I.$$

Наведемо також деякі процедури переходу від ГВК до інтервальних бальних оцінок.

Позначимо максимальне значення верхніх меж вагових коефіцієнтів через

$$R^B = \max_{i \in I} \rho_i^B.$$

Найпростіший спосіб перетворення нормованих вагових коефіцієнтів у бальні інтервальні оцінки:

$$B^{H(B)}_i = \rho^{H(B)}_i \cdot N / R^B, i \in I.$$

Інколи вводиться додаткова евристика.

Евристика Е2. Експертним шляхом встановлюється, що максимальний присвоєний бал є меншим від верхньої межі бальної шкали N на D балів або на P відсотків.

Тоді інтервали бальних оцінок визначаються за формулами:

$$B^{H(B)}_i = \rho^{H(B)}_i \cdot (N - D) / R^B, i \in I,$$

$$B^{H(B)}_i = \rho^{H(B)}_i \cdot N \cdot (100 - P) / R^B, i \in I.$$

Важливим аспектом дослідження перетворень між інтервалами бальних оцінок та ГВК є визначення змін у структурі переваг. Мірою зміни структури переваг експерта будемо вважати функцію від структури переваг, задану експертом в інтервальній бальній шкалі та у вигляді ГВК.

Введемо позначення:

$$\mu_{ij}^{bP} = (B_i^B - B_i^H) / (B_j^B - B_j^H), \quad \mu_{ij}^{bC} = (B_i^B + B_i^H) / (B_j^B + B_j^H),$$

$$\mu_{ij}^{\rho P} = (\rho_i^B - \rho_i^H) / (\rho_j^B - \rho_j^H), \quad \mu_{ij}^{\rho C} = (\rho_i^B + \rho_i^H) / (\rho_j^B + \rho_j^H).$$

Тоді можна розглядати такі критерії:

$$K_1 = 2 \cdot \sum_{i,j \in I} |\mu_{ij}^{bP} - \mu_{ij}^{\rho P}| / n(n-1);$$

$$K_2 = 2 \cdot \sum_{i,j \in I} |\mu_{ij}^{bC} - \mu_{ij}^{\rho C}| / n(n-1).$$

Для перевірки адекватності знайденого ГВК початковим інтервалам переваг, заданих в бальній формі, можна розглядати таке значення критерію

$$K_3 = \max_{i,j \in I} d_{ij},$$

$$d_{ij} = \begin{cases} d^H_{ij} - p^H_{ij}, & \text{якщо } d^H_{ij} > p^H_{ij} \text{ і } d^B_{ij} > p^B_{ij}, \\ p^B_{ij} - d^B_{ij}, & \text{якщо } d^H_{ij} < p^H_{ij} \text{ і } d^B_{ij} < p^B_{ij}, \\ \max(d^H_{ij} - p^H_{ij}, p^B_{ij} - d^B_{ij}), & \text{якщо } d^H_{ij} > p^H_{ij} \text{ і } d^B_{ij} < p^B_{ij}, \\ 0, & \text{якщо } d^H_{ij} \leq p^H_{ij} < p^B_{ij} \leq d^B_{ij}, \end{cases}$$

де $d^H_{ij} = \min(\rho^H_i / \rho^B_j, \rho^B_i / \rho^H_j)$, $d^B_{ij} = \max(\rho^H_i / \rho^B_j, \rho^B_i / \rho^H_j)$, $i, j \in I$; аналогічно, $p^H_{ij} = \min(B^H_i / B^B_j, B^B_i / B^H_j)$, $p^B_{ij} = \max(B^H_i / B^B_j, B^B_i / B^H_j)$, $i, j \in I$.

Критерієм адекватності знайденого ГВК початковій структурі переваг може слугувати розв'язання оберненої задачі: переведення нормалізованого ГВК в N -бальну інтервальну шкалу.

Нехай задано такі інтервали бальних оцінок:

$$B_1^H = 5; B_2^H = 3; B_3^H = 5; B_1^B = 9.5; B_2^B = 4; B_3^B = 5.5;$$

В таблиці 1 наведено обрахунки інтервалів вагових коефіцієнтів процедурами 1-5, та уточнених процедурами перевірки обрахованих інтервалів на надлишковість (3). Для процедур наведені критерії адекватності K_1 - K_3

Таблиця 1 – Обрахунки інтервалів вагових коефіцієнтів процедурами 1-5

	B_1^H	B_2^H	B_3^H	B_1^B	B_2^B	B_3^B			
	5	3	5	9,5	4	5,5			
	ρ_1^H	ρ_2^H	ρ_3^H	ρ_1^B	ρ_2^B	ρ_3^B	K_1	K_2	K_3
Процедура 1	0,31	0,19	0,31	0,59	0,25	0,34			
Поправка на ненадлишковість	0,41	0,19	0,31	0,50	0,25	0,34	3,22	0,00	0,50
Процедура 2	0,28	0,17	0,28	0,53	0,22	0,31			
Поправка на ненадлишковість	0,47	0,17	0,28	0,53	0,22	0,31	3,89	2,14	0,32
Процедура 3	0,25	0,08	0,09	0,55	0,63	0,71			
Поправка на ненадлишковість	0,25	0,08	0,09	0,55	0,63	0,67	5,79	0,87	0,00
Процедура 4	0,21	0,30	0,27	0,49	0,60	0,60			
Поправка на ненадлишковість	0,21	0,30	0,27	0,43	0,51	0,48	4,89	1,35	1,75
Процедура 5	0,19	0,28	0,25	0,41	0,53	0,49			
Поправка на ненадлишковість	0,19	0,28	0,25	0,41	0,53	0,49	4,99	1,42	1,68

Процедури було протестовано на 1000 випадках завдання випадковим чином інтервалів бальних оцінок в 3-мірному критеріальному просторі. Для перевірки критеріїв на чутливість обраховувалось середнє значення абсолютних відхилень від середнього значення по кожному критерію. Результати тестування представлені в Таблиці 2. Найбільшу стійкість по всім процедурам показав критерій K_2 , а найменшу – критерій K_3 . Показники адекватності процедур перетворення за введеними критеріями обраховувались за критерієм лінійної згортки та мінімаксу, відповідно за (7)-(8). За обома критеріями кращі показники по K_1 - K_2 показала процедура 1, найгірші – процедура 4.

$$\min_i \sum_{j=1}^3 K_j, \quad (7)$$

$$\min_i \max_j K_j, \quad (8)$$

де i – відповідно індекс процедури, $i=1,...,5$.

Таблиця 2 – Результати тестування на 1000 випадках завдання випадковим чином інтервалів бальних оцінок в 3-мірному критеріальному просторі

	K_1	K_2	K_3
	0,42	0,00	0,77
Процедура 2	0,52	0,61	1,27
Процедура 3	0,86	0,44	1,73
Процедура 4	0,85	0,49	1,79
Процедура 5	0,86	0,49	1,78

Запропоновані процедури перетворення бальної форми задання переваг до нормованих вагових коефіцієнтів є обґрунтованими і можуть знайти широке застосування у процесі формалізації експертних оцінок.

По-перше, процедури орієнтовані на одержання ГВК, який апроксимує задану структуру переваг (1), що сприяє збереженню інформації про переваги і надає можливість застосування цієї інформації у математичних моделях.

По-друге, критерії аналізу одержаного ГВК на адекватність початковим інтервалам, заданим у бальній формі, можна використовувати для аналізу ненадлишковості одержаного ГВК, що є самостійною задачею.

По-третє, процедури використовують інтервальну бальну шкалу, яка, згідно [1], є найпоширенішою в практиці експертного оцінювання.

Список літератури

1. Панкова Л.А., Петровский А.М., Шнейдерман М.В. Организация экспертизы и анализ экспертной информации – М.: Наука, 1984. – 120 с.
2. Нариньяни А.С. Неточность как НЕ-фактор. Попытка доформального анализа: Препр./РосНИИ ИИ. – Москва-Новосибирск: 1994. – 34 с.
3. Гнатієнко Г.М., Дробот О.В. Процедури обробки експертної інформації при моделюванні складних сільськогосподарських комплексів//Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Випуск 10. – Кіровоград. 2001. – С.101-106.
4. Доленко Г.А. Задание вектора предпочтений критериев на интервалах в задачах векторной оптимизации. Сб. “Кибернетика и вычислительная техника”. Вып.51. К. 1981. С.101-108.

Рассматриваются процедуры преобразования экспертных оценок, заданных в бальных интервалах в гиперпараллелепипед весовых коэффициенты и критерии их адекватности. Проведен анализ эффективности процедур путем их тестирования с использованием различных критериев оптимальности.

The author describes the transformation procedures of scale intervals in hyperparallelepiped of weight coefficients and criteria of their correspondence. The comparative analysis of the effectiveness of the procedures through their testing using different criteria of optimization is given.

І.М. Горевий, доц., канд. техн. наук, І.І. Єніна, доц., канд. техн. наук,
Т.Г. Руденко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Система корекції норми висіву на базі кореляційного датчика швидкості руху посівного агрегата

Запропоновано використання безконтактного кореляційного датчика для узгодження процесу висіву та швидкості руху сівалки з метою підвищення точності висіву за рахунок виключення впливу похибок від проковзування опорно - приводних коліс посівного агрегата.
автоматична система, безконтактний датчик, швидкість руху, посівний агрегат, сівалка, норма висіву, точність висіву

Сучасний розвиток посівної техніки має тенденцію до підвищення точності розподілення насіння в рядку, що веде до зменшення витрат цінного посівного матеріалу і мінеральних добрив та збільшення врожаю в результаті забезпечення рослин оптимальною площею живлення. Системи точного землеробства передбачають розробку і застосування нових конструкцій датчиків та спеціалізованого обладнання для проведення усіх технологічних операцій рослинництва. Зокрема, важливим питанням є збільшення точності визначення швидкості руху посівних машин та внесення змінних норм посівного матеріалу й добрив.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показує, що одним з факторів, які істотно впливають на точність висіву, є непостійність окружної швидкості висівного диска, яка залежить від конструкції і параметрів вживаних передач механізмів приводу сівалок точного посіву.

На непостійність обертання диска роблять вплив наступні чинники [1]:

- ковзання опорно-приводних коліс;
- зміна міжцентрової відстані між приводними зірочками, що викликається кінематикою секції при копіюванні нерівностей поля;
- тип вживаних передач.

В більшості сучасних сівалок для узгодження швидкості руху посівного агрегату з роботою висівного апарату використовуються опорно-приводні колеса [2, 3]. Автоматизовані сівалки, наприклад «Клен», для синхронізації висіву зі швидкістю руху агрегату мають герконові датчики, встановлені на опорному колесі. В процесі руху сівалки шляпка гвинта кріплення диску опорного колеса, проходячи повз датчик шляху, приводить до появи сигналу, який поступає в схему обробки і використовується для визначення пройденого шляху [4]. Однак пробуксовка коліс, величина якої має випадковий характер в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту, вносить істотні похибки при визначенні швидкості, що веде до витрат посівного матеріалу й значно погіршує рівномірність висіву.

Точність висіву залежить від багатьох факторів: зміни швидкості руху посівного агрегату, глибини закладання насіння, властивостей поверхневого шару ґрунту, при різній глибині передпосівної культивування, по мірі спорожнення насінневого ящика і багатьох інших. Тому перед проведенням посівних робіт здійснюється перевірка норми дійсного висіву насіння, вносяться відповідні корективи в регульовальні пристрої та

застосовуються сучасні мікропроцесорні системи контролю [4], які фіксують відхилення та збої в роботі посівних систем.

Однією з вагомих причин невідповідності між внесеною кількістю посівного матеріалу й добрив і заданою є різний ступінь проковзування опорно-приводних коліс сівалки через зменшення або збільшення навантаження на них, що приводить до недотримання рівномірності висіву та норми внесеного насіння, а також до непередбачених витрат посівного матеріалу і добрив. Коефіцієнт ковзання опорно-приводних коліс враховується при розрахунках висівних апаратів і визначається з відношення:

$$\varepsilon = \frac{(l_k - \pi D_k)}{l_k} \quad (1),$$

де l_k – шлях, який проходить сівалка за один оберт опорно-приводного колеса, πD_k – довжина розгортки зовнішнього кола колеса. Встановлено, що чим більші зусилля прикладаються до пружин натискних штанг сошника і чим менший діаметр опорно-приводного колеса, тим буде більший коефіцієнт ковзання. Величина цього коефіцієнта залежить також від форми та розмірів шин колеса і стану ґрунту. Тому значення коефіцієнта ковзання може коливатись у великих межах: $\varepsilon = 0,04 \dots 0,3$ й істотно впливати на точність висіву [2].

Метою наших досліджень є виключення залежності роботи висівних апаратів від впливу проковзування та розробка принципово нової системи управління процесом висіву на базі безконтактних кореляційних датчиків швидкості з використанням мікроконтролерної системи.

Узагальнена схема автоматичної корекції норми висіву приведена на рис. 1. Сигнали від датчиків Д1 і Д2 [5] підсилюються і надходять в корелятор, в якому визначається час запізнення сигналу з датчика Д2 і обчислюється швидкість руху посівного агрегату та пройдений шлях. Блок керування у відповідності з заданою нормою висіву і значенням швидкості руху формує імпульси управління виконавчим механізмом – кроковим двигуном. Кроковий двигун виконує функцію приводу висівного апарату і формує насіннєвий потік необхідної величини. Роботу висівної системи контролює безконтактний датчик висіву, який посиляє сигнал на блок керування.

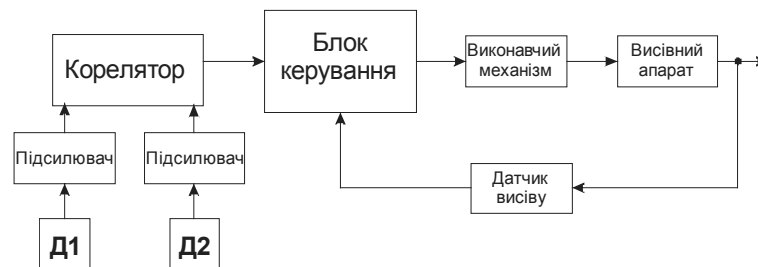


Рисунок 1 – Загальна структурна схема системи корекції норми висіву

Алгоритм функціонування системи корекції норми висіву представлений на рис.2. Робота системи починається з завантаження початкових даних, зокрема, відстані між датчиками l , норми висіву або заданої відстані між насінинами, параметрів висівного апарату. Ці дані можуть постійно зберігатись в пам'яті мікроконтролера, або змінюватись безпосередньо з пульта оператора. Норма внесення посівного матеріалу може задаватись окремо відповідно до технології точного землеробства.

Мікроконтролерна система здійснює опитування датчиків і за допомогою АЦП перетворює аналогові сигнали $x(t)$ та $y(t)$ в цифрові. Після цього кореляційним способом визначається транспортне запізнення τ й обчислюється середня швидкість

руху посівного агрегату V . Значення швидкості, а також пройдений шлях L виводяться на індикацію.

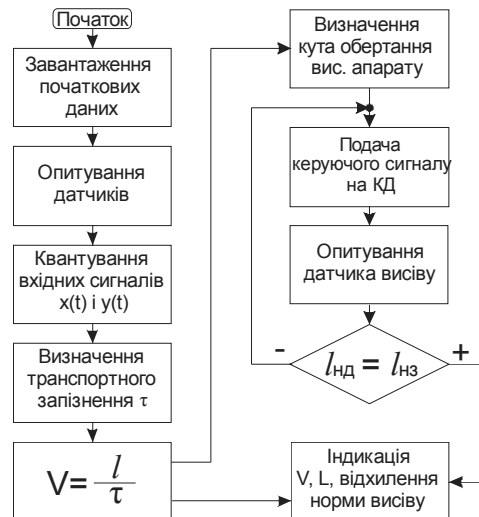


Рисунок 2 - Алгоритм функціонування системи корекції норми висіву

Виходячи з заданої норми висіву, значення швидкості та параметрів висівуючого апарату визначається кут обертання висівуючого апарату та подається сигнал управління на кроковий двигун. Безконтактний датчик висіву фіксує насінини і подає відповідний сигнал на вхід мікроконтролера. Мікроконтролер визначає відстань між насінинами $l_{нд}$, порівнює її з заданою $l_{нз}$, відповідно до різниці, змінює керуючий сигнал, що подається на кроковий двигун. Інформація про значення норми висіву та її відхилення відображається на індикаторі.

Використання безконтактних кореляційних датчиків швидкості дозволить здійснювати управління процесом висіву і підвищити точність розміщення насінин у рядку через виключення впливу проковзування і пробуксовування опорно-приводних коліс посівних агрегатів. Поєднання безконтактного способу визначення швидкості руху посівного агрегату та нових моделей висівних апаратів точного висіву в одній мікроконтролерній системі контролю і управління дозволить змінити конструкцію посівних машин та підвищити якісні характеристики процесу висіву. Це дозволить знизити енергоємність обробки полів, збільшити точність внесення посівного матеріалу, оптимізувати площу ефективного живлення рослин, збільшити врожайність і підвищити рентабельність сільськогосподарського виробництва.

Список літератури

1. Краевой В.А. Влияние конструкции механизма привода сеялки на точность посева.// Точный посев зерновых и пропашных культур, М.: ВИСХОМ, 1984, - с.85 – 87.
2. Сисолін П. В., Свірень М. О. Висівні апарати сівалок (еволюція конструкцій, розрахунки параметрів): Навч. пос.. – Кіровоград, Центр. – Укр. Видавництво, 2004.
3. Бойко А. І., Свірень М. О., Шмат С. І., Ножнов М. М. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин: Навч. пос.. – Кіровоград, Центр. – Укр. Видавництво, 2003.
4. Руденко В. П. Посев под контролем. – Полтава: «Интерграфика», 2002.
5. Воробейчик В.Я. Радиоволновые измерительные преобразователи для определения скорости сельскохозяйственных машин // Конструирование и технология производства с.-х. машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб., 1983, вып. 13. С. 42 – 45.

Предложено использование бесконтактного корреляционного датчика для согласования процесса высева и скорости движения сеялки с целью повышения точности высева за счет исключения влияния погрешностей от проскальзывания опорно-приводных колес посевного агрегата.

Use of the contactless correlation sensor for the coordination of seeding process and speed of movement of the seeder is offered with the purpose of increase of accuracy of a seeding due to exception of influence of errors from sliding basic driven wheels of the sowing unit.

Р. В. Жесан, С. П. Плешков, доценти, кандидати технічних наук,
О. П. Деморецька, здоб., В. О. Шкабура, магістрант
Кіровоградський національний технічний університет

Основні проблеми, що виникають при створенні систем автоматизованого енергопостачання з використанням комбінованих геліо-вітрових установок автономного сільськогосподарського споживача

У статті розкрита актуальність використання відновлюваних джерел енергії, виявлені недоліки та проблеми, які виникають при автоматизації енергопостачання на основі сонячно-вітрових установок у сільськогосподарських умовах.

відновлювані джерела енергії, геліо-вітрові (сонячно-вітрові) установки, сонячні установки, вітроенергетичні установки, колектор, вітроколесо

Реформування аграрної галузі України значно підвищило роль в економіці держави невеликих селянських (фермерських) господарств, в яких все побудоване на засадах приватної власності і госпрозрахунку. Серйозною проблемою для фермерських господарств стає їх фактична відрізаність від існуючої системи постачання, їх незахищеність перед жорстким фінансово-економічним диктатом з боку заготівельних, переробних, торговельних організацій, банків, енергокомпаній тощо. Крім того, такі господарства значно розподілені за територією.

Світові потреби в енергії постійно зростають як для індивідуальних, так і для великомасштабних споживачів. Найчастіше вони задовольняються за рахунок покращання технологій переробки палива, притягнення нових ресурсів тощо. Але такі технології сприяють парниковому ефекту, забруднюють навколишнє середовище і, найголовніше, легкодоступні запаси палива швидко зменшуються. [1].

Енергетичні проблеми гостро стосуються і України. Наша держава періодично потрапляє в енергетичні кризи внаслідок відсутності достатньої кількості власних енергоресурсів і необхідності закупівлі останніх за кордоном. Свідченням цього є, зокрема, газова угода від 4 січня 2006 р. між НАК «Нафтогаз України» та РАО «Газпром» (Російська Федерація), яка сьогодні дає підстави остерігатись суттєвого погіршення ситуації в економіці.

В котрий раз гостро постала необхідність пошуку альтернатив централізованому енергопостачанню, розробки програм та проєктів з енергозбереження та використання відновлюваних джерел енергії (ВДЕ).

Метою даної статті є аналіз основних проблем, що виникають при енергопостачанні автономних сільськогосподарських споживачів від комбінованих геліо-вітрових установок та автоматизації такого енергопостачання..

Сільське господарство є досить складним і своєрідним об'єктом з погляду енергозабезпечення. Але при створенні в радянські часи централізованої системи енергозабезпечення сільського господарства ці особливості майже не були враховані. Була створена громіздка й неефективна система, що становлять десятки тисяч кілометрів ліній електропередач, безліч котелень, металомісткий машинний парк і

багато іншого. За останні десятиліття до цих недоліків додалася гранична їхня зношеність і систематичні крадіжки.

Практично всі роботи в сільському господарстві механізовані: це в першу чергу водопостачання та переробка врожаю і кормів, які мають значення для подальшого розвитку як тваринництва, так і рослинництва й підвищення їхньої продуктивності. Саме для таких видів робіт в сільському господарстві необхідно багато енергії. Для зрошення полів, наприклад, треба приблизно 0,5 кВт встановленої потужності на 1 га, а для створення тепличного господарства – 0,5 кВт на 1 м² [2].

Саме для цих цілей ВДЕ необхідні в сільському господарстві. Адже селянин не повинен відволікатись від своїх прямих обов'язків – виробництва продуктів харчування та сировини для переробної промисловості. Незалежність сільськогосподарського виробника від централізованих систем енергопостачання та чітка робота систем автоматичного керування (САК) в автономних енергосистемах повинні підвищити продуктивність праці в аграрній галузі та зменшити собівартість сільськогосподарської продукції.

Жодне з ВДЕ не є універсальним, придатним, для використання в будь-якій ситуації, в будь-якому регіоні, в будь-яку пору. Все це визначається конкретними географічними та кліматичними умовами, потребами споживача, типом навантаження, екологічними обмеженнями тощо. Спеціалісти стверджують, що характерний район, в межах якого доцільно планувати розвиток енергетики на ВДЕ може бути окреслений колом із радіусом 250 км [3].

Після попередніх досліджень на кафедрі автоматизації виробничих процесів Кіровоградського національного технічного університету була висунута гіпотеза про те, що для умов Кіровоградщини найбільш доступними і зручними ВДЕ, з точки зору практичного використання в системах енергопостачання автономного сільськогосподарського споживача, є сонячна та вітрова енергія.

В космічному просторі потужність сонячного випромінювання складає 1,3 кВт/м² (сонячна стала). Через процеси відбиття і розсіювання атмосфери земної поверхні досягає тільки його частина, однак теоретично доступний енергетичний потенціал сонячного випромінювання здатний задовольнити всі потреби людства.[4,5].

Головним недоліком існуючих сонячних енергетичних установок є нерівномірність видаваної потужності. Це пов'язано як із циклічністю, так і з стохастичністю надходження потоку сонячного випромінювання внаслідок обертання Землі навколо своєї осі (світлий і темний час доби), зміни нахилу земної осі (пори року) і погодних умов (хмарність).

З цих причин великомасштабне використання сонячної енергії обов'язково передбачає або роботу сонячних енергетичних установок разом з іншими джерелами енергії, або застосування систем акумуляування, що значно здорожує сонячні енерготехнології і різко обмежує сферу їх застосування.

Кількість таких установок сьогодні досить обмежена. Нажаль великих замовлень виробники не мають, у зв'язку з чим вартість на них встановлюється досить високою. Виробники виготовляють сонячні водонагрівальні установки ціна, яких є досить великою – у більшості випадків 150-300 доларів США в розрахунку на 1 м² площі колектора та близько 5 доларів США на 1 Вт встановленої потужності [6,7].

Вітрові установки характеризуються основними технічними характеристиками: потужністю, діаметром вітроколеса, мінімальною та розрахунковою швидкістю вітру і наявністю перетворюючих (випрямляч, інвертор) та акумуляуючі пристроїв [1,8]. Їх практичне застосування може породити декілька проблем.

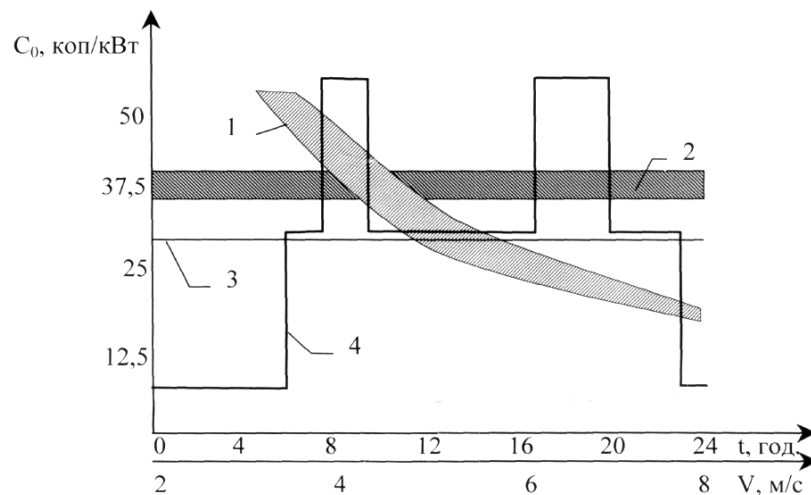
По-перше, з урахуванням розсіювання вітру “знімати” його кінетичну енергію намагаються з максимальної площі, що обмітається лопатями. Звідси начебто впливає,

що діаметр вітроколеса необхідно всіляко нарощувати... І дійсно, відомі проекти гігантських ВЕУ з діаметром вітроколеса до 120 м. Але для таких габаритів сильні вітри стають вже небажаними – з погляду безпечності експлуатації. До того, розраховуючи міцність, тут доводиться страхуватися навіть від малоімовірних ураганних поривів і тим ще більше робити важчою і без того громіздку конструкцію. Для ВЕУ такого типу необхідна наявність персоналу для обслуговування, а селянин не повинен відволікатись від свого основного завдання – виробництва продуктів харчування.

По-друге, ще важливіше досягти рівномірності, постійності вітрового потоку на лопатях вітроколеса. Адже в кінцевому результаті якість електроенергії, що виробляється ВЕУ, визначається саме стабільністю моменту обертання та кутовою швидкістю на валу її генератора.

По-третє вартість ВЕУ на сьогодні складає близько 1 долара США за 1 Вт встановленої потужності [6,7].

Порівняльні величини вартості електроенергії [7], отриманої від ВЕУ, традиційної енергосистеми та дизель-генератора, наведені на рис. 1.



1 – від ВЕУ; 2 – від дизель-генератора; 3, 4 – від традиційної енергосистеми відповідно за одноставочним тарифом та тарифами реального часу для сільськогосподарських споживачів

Рисунок 1 – Порівняльні величини вартості електроенергії від різних джерел

Якщо спробувати використовувати сонячні та вітрові установки в комплексі, створивши комбіновану геліо-вітрову установку, то її ефективність має бути вищою, оскільки недоліки кожної із її складових будуть частково чи повністю компенсуватись перевагами іншої. Наприклад, наявність сильних вітрових потоків взимку може перекрити зменшення потоків сонячної енергії.

Що стосується сумісного використання двох відновлюваних джерел (сонця та вітру) для електропостачання малопотужних автономних споживачів, то ця проблема мало досліджена, хоча її перспективність інколи відзначалася в наукових роботах. Ентузіастами геліо-вітрових установок виступають туркменський вчений Сейіткурбатов С., російські – Кірюшатов О. І., Орлов В. Л. та українські – Денисенко Г. І., Драганов Б. Х., Кудря С. О., Шидловський А. К. та ін. На Заході геліо-вітрові установки не знайшли широкого застосування, причиною чого є, мабуть, розрізненість виробників геліо- та вітрового обладнання і монопольне володіння кожним з них власним сегментом ринку.

Принципово важливим моментом є те, що в зарубіжних розробках практикується використання вітроагрегатів паралельно з тепловими геліоустанівками (наприклад, водогрійними), а дослідники з країн СНД пропонують комбінувати вітроагрегати з фотоперетворювачами. Такий напрямок уявляється досить перспективним, адже він дає можливість вітчизняним виробникам подібних систем затвердитись на світовому ринку у ніші ще не освоєному сегменті.

Суттєвою проблемою при проектуванні будь-яких автономних систем енергопостачання є узгодження попиту і пропозиції енергії без суттєвого завищення потужності енергоустановки. Найчастіше вона розв'язується шляхом введення до складу СЕП накопичувачів енергії (акумуляторів). Якщо це електроакумулятори, то їх вартість може бути сумірною, або й більшою за вартість всього іншого обладнання автономної СЕП.

Проблемою також є інформаційний бар'єр та недовіра до ВДЕ. Залучити увагу до них може мережа демонстраційних установок різного призначення, а також постійне подорожчання вартості органічного палива та тарифів на електричну та теплову енергію, що призведе до зростання конкурентоздатності ВДЕ.

Важливим елементом оптимізованих СЕП автономного сільськогосподарського споживача є високоефективні САК, зокрема замкнені. Практична реалізація законів керування визначається типом та конфігурацією конкретних об'єктів керування. Об'єктами керування є не тільки генератори та навантаження, але й контрольовані (регульовані) перетини системи. Функції останніх виконують як відомі пристрої (регульовані трансформатори, перемикачі тощо), так і спеціальні, що відображають особливості систем. До них належать нові типи пристроїв оптимального енергоспоживання – обладнання на основі силової електроніки (регульовані накопичувачі енергії, компенсатори спотворень струмів та напруг і т.д.) [1,8].

Постановою Кабінету Міністрів від 17 березня 2003 р. № 352 розробка та реалізація комбінованих систем енергопостачання з використанням сонячних установок та вітроенергетичних установок з загальною системою енергоакумуляції визнана пріоритетною та особливо важливою для України. Для розробки та реалізації таких проектів в різних регіонах необхідно створювати кооперації виконавців та використовувати досвід організацій та наукових центрів Києва, Дніпропетровська, Харкова, Сімферополя, Севастополя, Одеси, Донецька, Запоріжжя та інших.

З урахуванням всього викладеного вище, на даному етапі пропонуються наступні напрямки діяльності, які на подальших етапах мають бути деталізовані та розширені:

1. Комплексний аналіз сонячно-вітрової кліматичної ситуації, вивчення особливостей енергоспоживання регіонів та об'єктів на їх території, розробка стратегії і тактики впровадження сонячних, сонячно-вітрових та комплексних енергоустановок.

2. Розробка проекту енергопостачання автономного сільськогосподарського споживача, організація виробництва дослідного зразка і його натурні випробування. постачання споживачам екологічно чистої енергетичної установки для сільських шкіл, санаторіїв з метою з метою забезпечення їх гарячою водою та електроенергією за рахунок енергії сонця та вітру.

Якщо розглянути послідовність проведення робіт при розробці проекту розміщення автономної установки і розбити ці роботи на етапи, то впливає проблема, назва якої – час. При розробці проекту розміщення установки існують такі етапи:

- вибір місцезнаходження установки;
- техніко-економічна оцінка проекту;
- визначення вартості проекту;
- проектування;

- будівництво;
- експлуатація;
- демонтаж та відновлення ландшафту.

Всі ці етапи потребують невизначеного проміжку часу. На кожному етапі завжди виникають труднощі і проблеми, які уповільнюють час виконання проекту.

Отже основними проблемами, що виникають при автоматизації енергопостачання на основі геліо-вітрових установок автономного сільськогосподарського споживача є:

- нерівномірність видаваної потужності установок;
- вартість на такі установки встановлюється досить високою;
- проблема акумулювання електроенергії в великій кількості;
- витратами на придбання відповідного обладнання;
- інформаційний бар'єр;
- проблеми, пов'язані з недоліками установок;
- час;
- термін служби (в основному 15-20 років).

Список літератури

1. Денисюк С. П. Принципи побудови автономних систем енергопостачання на базі нетрадиційних джерел енергії // Новітні технології в сфері нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії №2. – К.: Державний комітет з енергозбереження України, НАН України, АТ “Укренергозбереження”. – 1999. – С. 39-42
2. Ганелин А. М. Экономия электроэнергии в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1983. – 141 с.
3. Бреусов В. П. Технологии преобразования нетрадиционных возобновляемых источников энергии. – СПб.: Нестор, 2001. – 105 с.
4. Раушенбах Г. Справочник по проектированию солнечных батарей: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1983.- 360 с.
5. Волеваха Н. М., Волеваха В. А. Нетрадиционные источники энергии. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988.- 62 с.
6. Жесан Р.В. Автоматизація управління автономним енергопостачанням з використанням відновлювальних джерел енергії в умовах селянського (фермерського) господарства: Дис... канд. техн. наук: 05.13.07 / Кіровоградський державний технічний університет. – 2001. – 207 с.
7. Плешков С. П. Автоматизація управління енергоспоживанням в сільськогосподарському виробництві в умовах невизначеності: Дис... канд. техн. наук: 05.13.07 / Кіровоградський державний технічний університет. – 2003. – 190 с.
8. Саплин Л. А., Шерьязов С. К., Пташкина-Гирина О. С., Ильин Ю. П. Энергоснабжение сельскохозяйственных потребителей с использованием возобновляемых источников. – Челябинск: ЧГАУ, 2000. – 194 с.

В статье раскрыта актуальность использования возобновляемых источников энергии, выявлены недостатки и проблемы, которые возникают при автоматизации энергоснабжения на основе солнечно-ветровых установок в сельскохозяйственных условиях.

In the article the actuality of the use of renewable energy sources is exposed, defect and problems which arise up during automation of energy supply on the basis of sun-wind options in agricultural terms are exposed.

Перспективи використання біомаси для України

Енергетика біомаси є однією із найперспективніших векторів відновлюваної енергії у світі. У статті проаналізовано сучасний світовий стан технологій використання рослинної біомаси. Визначено шляхи застосування біомаси в енергетиці України

енергетична залежність, відновлювана енергетика, біомаса, технології

Наша держава одержала в спадщину паливно-енергетичний комплекс, який не відповідав вимогам енергетичного комплексу незалежної держави. Неприпустимо велика залежність від російських енергоносіїв спричинює системну кризу в енергетиці, яка підриває економіку України, її національну безпеку, життєвий рівень наших громадян.

Сьогоднішнє життя вимагає рішуче змінити ситуацію. Тільки масштабне впровадження конкретних заходів по модернізації ПЕК допоможуть нашій країні досягти не тільки енергетичної незалежності, а й перетворитися з великого імпортера енергоносіїв на великого експортера енергії, що на сьогоднішній день є актуальним питанням.

Метою написання статті є викладення аналізу сучасного світового стану технологій використання рослинної біомаси, як однієї зі складових відновлюваної енергії, та визначення перспективних шляхів її застосування в енергетиці України.

У відповідності до зобов'язань щодо реалізації концепції сталого розвитку в Україні, набуває значення модернізація ПЕК на базі технологій використання відновлюваних та інших альтернативних джерел енергії, частка яких, за прогнозами програми розвитку ООН, у світовому балансі до 2050 року досягне 27-54%, тобто ці джерела енергії займуть одне із провідних місць у світовому паливно-енергетичному балансі.

Відновлювана енергетика є сьогодні одним зі стрижнів світового енергетичного розвитку саме через те, що це екологічно чиста енергетика, яка дає безпечну енергію і використовує невичерпні ресурси, котрі існують практично в кожній точці України і всієї планети.

Зростання інвестицій у відновлювану енергію, як зазначає Міжнародне енергетичне агентство, збільшується з кожним роком, і становить вже чверть усіх світових інвестицій в енергетичний сектор. 2003 року у відновлювану енергетику було інвестовано 22 млрд. дол., 2005-го уже 30.

У червневому звіті 2005 року Європейської ради з відновлюваної енергетики йдеться: "До 2040 року відновлювані джерела енергії зможуть забезпечити 50% світового споживання первинної енергії."

Дослідження кліматичних умов і ресурсів відновлюваних джерел в Україні, а також сучасний досвід їх використання у світі дозволяє визначити енергетику біомаси як один із найперспективніших векторів відновлюваної енергії на найближчі 20-25 років. В енергетичному розумінні біомаса означає виробництво електричної і теплової енергії (а також рідкого і газоподібного палива) з органічних речовин рослинного і тваринного походження, які містять вуглець (відходи деревини, торф, солом, рослинні залишки сільського господарства, органічна частина твердих побутових відходів тощо).

Методи одержання енергії біомаси:

- спалювання сировини рослинного походження (деревини, соломи, лузги та ін.);
- спалювання твердих побутових відходів міст;
- використання рослинних масел як паливо для двигунів внутрішнього згоряння;
- біоконсервація або розкладення органічних речовин рослинного або тваринницького походження у анаеробних умовах з утворенням біогазу, етанолу, бутанолу та ін.;
- термохімічна конверсія (піроліз, газифікація, синтез) твердих органічних речовин (торф, деревина та ін.) з одержанням “синтез-газу”, штучного бензину.

На сьогодні біомаса є четвертим найбільшим джерелом енергії у всьому світі. Вміст біомаси у біосфері дуже великий – 800млрд. т. Щорічно відновлюється 200 млрд. т. Світовий економічний потенціал використання біомаси становить 3,27 млрд. т умовного палива. Зокрема, для Росії він становить приблизно 15% від загального. Тому у майбутньому вона буде грати важливу роль у задоволенні потреб у світовій енергії.

Інтерес до сучасних технологій з використанням енергії біомаси зростає у всьому світі з недавніх років. Як показано у табл. 1 та 2, частка біомаси у загальному споживанні енергії розвинених країн підвищується.

Таблиця 1 – Частка біомаси у загальному споживанні енергії деякими розвиненими країнами

Країна	Традиційна біомаса (частка у загальному використанні), %	
	1980 р.	2000 р.
Данія	0,4	8,9
Японія	0,1	2,6
Німеччина	0,3	2,3
Нідерланди	0,0	3,1
Швеція	7,7	19,9
Швейцарія	0,9	8,0
Великобританія	0,0	5,3
США	1,3	5,8

Таблиця 2 – Частка різних первинних ресурсів у виробництві електричної енергії країн “вісімки”

Показ- ник, %	Кана- да	Фран- ція	Німеч- чина	Іта- лія	Япо- нія	Велико- британія	США	Росія
Вугілля	18,75	6,1	10,3	10,3	21,03	26,1	51,4	19,1
Нафта	2,6	1,9	1,05	34,5	16,5	1,5	3,1	4,8
Газ	4,45	1,45	9,9	32,85	21,96	38,6	15,5	42,4
Біомаса	1,2	0,55	1,7	0,7	1,5	2,1	1,6	0,3

Про важливість цього напрямку свідчать, наприклад, прогнози збільшення обсягів переробки відходів сільського господарства у США, а на 1050 енергетичних об'єктах, де як паливо використовується деревина, виробляється електрична енергія. У цій країні навіть розводяться плантації “супердерев” – гібридних тополь та верб, що ростуть по 5м за рік. Частка дров в енергетичному балансі США намічається до 2015 р. збільшити з 1 до 15%.

У Росії навіть при наявності великих запасів традиційних паливних енергетичних ресурсів за прогнозами розвитку енергетичного сектору на перспективу до 2020 р. передбачено щорічне використання від 305 до 335 млн. т нетрадиційних паливних енергетичних ресурсів, що складає у середньому приблизно 20% від загального обсягу споживання у ПЕР [1].

В країнах СНД щорічне виробництво органічних біовідходів оцінюється у 500 млн. т. (по сухій речовині), у тому числі відходи міського господарства і промисловості – 60 млн. т. Їх переробка дозволить одержувати 150 млн. т. умовного палива.

Споживання енергії біомаси в країнах, що розвиваються, також підвищується, хоч використання копалин зростає навіть у більшій мірі. У цих країнах біомаса задовольняє такі основні потреби, як приготування їжі і обігрів у сільських домашніх господарствах, а також використовується у деяких промислових і комерційних закладах.

Зростання частки споживання енергії з традиційної біомаси у загальному її споживанні у деяких країнах, що розвиваються з 1980 р. на початок XXI століття становить: Бразилія – 28,7%; Китай – 14,6%; Індія – 20,7%; Нікарагуа – 42,2%; Судан – 75,1%; Таїланд – 24,6%; Танзанія – 91,4%. Вивчення споживання палива з біомаси в Азійських країнах показує, що 70% - 98% від повного споживання біомаси у країнах, що розглядались здійснюється у внутрішньому секторі.

В цих країнах використання біомаси для виробництва енергії характеризується недостатньою ефективністю. Як показують дослідження, ресурс біомаси потенційно може використовуватись набагато вище. Наприклад, нові проекти печей, що працюють на біомасі можуть поліпшити ефективність приготування продукції і зменшити на дві третини кількість біомаси у порівнянні з традиційними. Аналогічно, ефективність використання палива біомаси на деяких індустріальних заводах, типу цукрових, може також бути суттєво поліпшено. Дослідженнями Bhattacharya S. C., Attalage R. A. та ін. встановлено, що удосконалення ефективності її використання потенційно зекономило б 326 мільйонів тон палива щорічно у семи розглянутих країнах: Китай, Індія, Непал, Пакистан, Філіппіни, Шрі-Ланка і В'єтнам [2]. Тільки заміна всіх традиційних печей на удосконалені у розглянутих країнах зекономило б приблизно 296 мільйонів тонн за рік. Збереження деревинного палива у внутрішньому секторі були оцінені в межах 152 мільйонів тонн, або близько 43%, що використовується у домашніх господарствах.

Крім поліпшення ефективності у технології переробки, фактичні паливні ресурси могли б використовуватися більш ефективно. Наприклад, існує велика кількість біомаси типу сільськогосподарських залишків і відходів, які на даний час знищуються і не використовуються як паливо, що сприяло б суттєвому збільшенню кількості енергії виробленої з біомаси. Крім того, зростання врожаю на плантаціях означало б суттєве додаткове збільшення паливного ресурсу. Всі ці розглянуті моменти актуальні також і для української енергетики.

Аналіз роботи печей, які є на використанні у багатьох Азійських країнах, що працюють на біомасі, показує, що їх ефективність постійно підвищується [3]. Так, у Китаї найбільшу кількість печей у світі (177 млн.) було встановлено за програмою поліпшення кухонних печей, охоплюючи 76% сільських домашніх господарств, а в Індії більше ніж 35 мільйонів поліпшених печей було встановлено до березня 2003 року [4].

Поліпшені, що працюють на деревині кухонні печі, які одержали розповсюдження у різних країнах, прагнуть до подолання двох головних недоліків традиційних печей – низький ккд та забрудненість повітряного середовища. В останні роки бездимні печі одержали розповсюдження у таких країнах як Китай, Індія, Шрі-Ланка, Таїланд та ін.

Спалювання біомаси для генерації електричної енергії, використовуючи системи парових турбін від котлів, використовується в країнах, де є у наявності відносно дешева або непотрібна біомаса. Потужність таких систем складає приблизно 40000 МВт у всіх країнах [5]. Інтерес у цьому секторі зростає: планується, що до 2015 року Китай буде мати 3500-4100 МВт виробленої енергії на біомасі, а Індія – 1400-1700 МВт (на сьогодні 189,2 МВт). Крім того, Індія почала найбільшу у світі програму когенерації для цукрових заводів, а число встановлених установок для одержання біогазу до 2003 р. склало 3,5 млн. Виробництво біогазу також добре налагоджено у Китаї. Так, ще у кінці 1998 року у Китаї майже 7 мільйонів установок було у використанні для виробництва біогазу у домашніх господарствах і з тих пір ця кількість зростає приблизно на 300 тис. Зростає зацікавленість до біогазу також у таких країнах як Бангладеш, Непал, Шрі-Ланка та Таїланд.

Результати досліджень, що були проведені у штаті Айова (США) виявили цікаве порівняння між різною біомасою та викопним паливом [6]. Так, для високотемпературних та силових установок біомаса не може конкурувати з вугіллям, хоча сільськогосподарські залишки можуть постачатися за більш низькою вартістю. Також палива, які використовуються на транспорті і одержані з біомаси, не завжди можуть конкурувати з паливами, які одержані з нафти. Хоча в майбутньому, із зростанням ціни на викопні палива та при удосконаленні технологій переробки біомаси, ситуація може швидко змінитися. Крім затрат на збирання і транспортування палива з біомаси, на кінцеву вартість її енергії будуть також впливати вартість обладнання, його обслуговування та експлуатація. Такі системні затрати будуть у свою чергу залежати від розміру та типу системи переробки.

Для дрібномасштабного виробництва електричної енергії біомаса може бути більш рентабельною ніж викопні палива, але це знову залежить від ситуації. Так, наприклад, силові базові газифікатори для вироблення електрики у віддалених районах Індії більш дешеві, ніж на базі дизельного виробництва енергії, що підтверджується зростаючою їх кількістю.

Для великомасштабного виробництва енергії з біомаси, як показують дослідження, конкурентноздатним, у порівнянні з вугільним виробництвом енергії, може бути лише дешеве паливо з відходів, оскільки вартість електричної енергії з використанням як паливо, вирощених гібридних верб, може бути приблизно у два рази більше вартості електрики, що вироблена з вугілля. Це пояснює, чому переважна більшість виробництва електричної енергії у США засновано на відходах лісу.

Сучасні технології з використанням біомаси залишаються ще на початкових стадіях розвитку і комерціалізації. Причина тут у великій кількості бар'єрів, які повинні бути усунені. Наприклад, низька ціна на нафту на міжнародному ринку до недавнього часу була головною перешкодою до розвитку багатьох поновлюваних систем енергії. Також ситуація може погіршуватися субсидіями, що можуть бути передбачені для викопного палива.

Нинішня ситуація з енергозабезпеченням в Україні дуже подібна до тієї, яка існувала в Данії до 1976 року, коли вона була надзвичайно бідною європейською країною, бо більшість коштів, зароблених риболовством, суднобудуванням та сільським господарством, витрачала переважно на придбання енергоресурсів. З 1976 року уряд Данії взяв курс на інтенсивний розвиток ПЕК. Масштабно впроваджуючи вітро- і геліоенергетику, технології використання біомаси, біогазу та енергозбереження у виробництві, Данія за 12-15 років перетворилась з бідної країни на багату, населення її має високий рівень соціальної захищеності, а уряд здійснює на світовій арені незалежну політику. Досвід Данії щодо модернізації ПЕК нині активно використовують численні країни – члени ЄС на підставі відповідної директиви ЄС, а також США, Індія, Китай.

Україна має здійснити прорив у тому ж напрямі, що і провідні країни. Зробити ставку на розвиток відновлюваної енергетики України простіше, оскільки перший етап

уже пройдено. У нас, на відміну від інших держав колишнього СРСР, керівництво декларативно стимулює її розвиток.

Проблеми переробки органічних відходів для України особливо актуальні у порівнянні із усіма іншими країнами СНД і з більшістю країн Європи. По-перше, це країна з високо розвинутою сільськогосподарською, харчовою і переробною промисловістю, а по-друге, – це в значній мірі урбанізована держава.

Частка традиційних палив у загальному національному використанні енергії України буде знижуватись при створенні умов для нарощування споживання енергії біомаси. Перевага викопного палива, зокрема вугілля, над біомасою була б суттєво меншою з точки зору ринкової ціни, якщо б витрати на оточуюче середовище були вкладені у ціноутворення палива. Оскільки на сьогодні існує проблема крупномасштабного використання викопного палива відносно впливу на оточуюче середовище, тому не доцільно виключати її із оцінки енергії.

Щоб підвищити відсоток споживання біомаси у загальному ресурсі, а також, щоб вона відігравала важливу роль в енергетиці України, необхідно подолати низку проблем і зробити ефективні удосконалення. Головними бар'єрами для використання енергії з біомаси при впровадженні нових технологій можуть бути наступні: субсидії та низькі ціни (не світові) на первинне паливо; відсутність національного координуючого агентства для відновлюваної енергії; високі ціни на біомасу та установки; недолік інформації для населення; недолік розуміння впливу на здоров'я; брак придатних проектів для місцевих традицій у деяких регіонах; брак місцевих служб підтримки; ф'ючерсні інвестиції.

Надзвичайно важливим для України є масштабне застосування технологій використання рослинної біомаси як через пряме спалювання, так і конверсію її на біогаз, біодизель, генераторний чи піролізний газ, що можуть виступати повноцінними заміниками природного газу, вугілля, моторних палив, інших нафтопродуктів і первинних енергоносіїв. При цьому одночасно можуть вироблятися цінні органічні добрива, що вкрай необхідні для збереження гумусу в українських чорноземах, підвищення їх родючості та обмеження "отруєння" землі гербіцидами.

Найбільш доцільним з енерго-економічної точки зору способом утилізації біомаси є газифікація з наступним виробництвом синтез-газу практично з будь-якої вуглецевої сировини. Зокрема для України є можливість використовувати потенціал сировини для виробництва синтез-газу в обсязі приблизно 36 млн. т у. п., що складає приблизно 22% від потреби у паливних енергетичних ресурсах

В Україні щорічно відновлюється 5 млн. т. соломи. З 1 млн. т соломи можна одержати 100 тис. т етилового спирту, 140 млн. м³ метану та десятки тон добрив. За розрахунками НАНУ використання лише 20% ресурсів соломи (ця кількість соломи щорічно втрачається) дозволяє повністю забезпечити потреби населення, в першу чергу сільського, в електричній та тепловій енергії. Щоб використати ці потенційні можливості соломи, необхідно налагодити випуск техніки для її збору і пакування, котлів та іншого енергетичного обладнання для використання. Коли всі ресурси біомаси будуть задіяні в українському ПЕБ, то з'явиться реальна база для модернізації та оптимізації вугільної промисловості з тим, щоб вона стала безпечною для життя і праці шахтарів, рентабельною і необтяжливою для державного бюджету, займала належне місце в ПЕБ та не руйнувала довкілля.

Наступний резерв паливних ресурсів України – це ліс, потенціал якого використовується ще не задовільно, оскільки не використовується сухостійна і некондиційна деревина, яка гние, а ліси заростають чагарниками. Разом з тим школи, дошкільні заклади, сільські лікарні, а також і деякі промислові підприємства як слід в зимовий період не опалюються. Тому для їх обігріву потрібно налагоджувати випуск опалювальної техніки для місцевих видів палива.

Фінансові затрати технологій з енергії біомаси залежить в значній мірі від вартості палива біомаси, яка у свою чергу залежить від місця розташування та типу палива. Наприклад, діапазон затрат на залишки біомаси типу лузги соняшника, соломи змінюється від від'ємних значень, у тих ситуаціях, де вони використовуються як відходи, і мають вартість, яка пов'язана з місцем їх розташування до об'єкту переробки, де може використовуватися як ресурс енергії.

Енергетичні проблеми України, як очікується, будуть сприяти використанню дешевих ресурсів біомаси та впровадженню нових технологій її утилізації, що у свою чергу сприятиме вирішенню екологічних та економічних проблем. Так, прагнучи до зниження техногенного навантаження на оточуюче природне середовище, одночасно необхідно знаходити можливості послаблення загрози банкрутства конкретних суб'єктів господарської діяльності. При цьому слід враховувати ту обставину, що на територіях промислових зон систематично накопичуються різні відходи господарської діяльності у вигляді біомаси промислового, рослинного і сільськогосподарського походження, твердих побутових відходів і т.п. У більшості випадків вказані види відходів придатні для енергетичної утилізації, при здійсненні якої досягаються дві мети: послаблення у певній мірі загрози банкрутства суб'єктів господарської діяльності, що використовують енергетично утилізовані відходи за рахунок більш низької вартості останніх, у порівнянні з традиційними паливними енергетичними ресурсами і здійснюється звільнення відповідної території від відходів такого типу, які систематично накопичуються.

Енергетична залежність на світовому нафтогазовому ринку вірогідно просуне використання біомаси як шлях посилення енергетичної безпеки у всьому світі, включаючи Україну. Темпи майбутнього використання біомаси як джерела енергії будуть залежати від заходів, які потрібно прийняти, щоб усунути вище перелічені бар'єри.

Відповідно до програми розвитку ВДЕ в країнах ЄС, до 2010 року частка біомаси в загальному її внеску має становити 74%, що дорівнюватиме 9% загального споживання первинних енергоносіїв. Очевидно, Україна також має ставити перед собою аналогічні цілі і у цьому питанні не повинна відставати від Європи. Тому до масштабної реалізації першочергових заходів з використання біомаси необхідно приступити негайно, оскільки подальше зволікання неприпустимо.

Список літератури

1. Енергетика: економіка, технологія, екологія.. – 2001. - № 3. – с. 4-8.
2. Bhattacharya, S. C., Attalage, R. A., Augustus Leon, M., Amur, G. Q., Salam, P. A. and Thanawat, C. 'Potential of biomass fuel conservation in selected Asian countries.' In *Energy Conversion and Management*, 40, pp. 1141-1162. 1999.
3. Bhattacharya, S. C., Albina, D. O. and Salam, P. A. 'Emission Factors of wood and charcoal-fired cookstoves.' In *Biomass and Bioenergy*, Vol. 23, pp. 453-469. 2002.
4. Junfeng, L. Runqing, H. L. and Jingli, Shi. Assessment of sustainable energy potential of non-plantation biomass resources in China. Asian Regional Research Programme in Energy, Environment and Climate Phase II. Unpublished report. Asian Institute of Technology. Bangkok, Thailand. 2000.
5. Turkenburg, W. C. 'Renewable Energy Technologies.' Chapter 7 in *World Energy Assessment*. UNDP. 2000.
6. Brown, R. C., Colleti, J. and Hallam, A. Factors Influencing the Adoption of Biomass Energy Systems: An Evaluation for Iowa. Accessed 15 December 2001.

Енергетика биомассы является одной из самых перспективных векторов возобновляемой энергии в мире. В статье проведен анализ современного состояния технологий использования растительной биомассы. Намечены пути применения биомассы в энергетике Украины.

Energy of biomass is one of the most perspective vectors of renewed energy in the world. The analysis of modern condition of technologies of use the vegetable biomass is organized in the article. The ways of application the biomass in energy of Ukraine is marked.

Модуль уточнення розрахункового значення по преференційному ряду в системах автоматизованого рішення конструкторських та технологічних задач

Розроблено алгоритм та в середовищі Delphi реалізовано відповідний модуль уточнення розрахункового значення згідно преференційного ряду. Наведено приклад його застосування при уточненні розрахункового значення числа обертів по паспортним даним верстата та один з можливих варіантів формування мікробазы преференційних рядів.

системи автоматизованого проектування, технологічний процес, уточнення, преференційний ряд

Програмоване рішення інженерних розрахунків в сфері технологічної підготовки машинобудівного виробництва стикається з типовою задачею уточнення результату розрахунку по преференційному ряду чисел.

Так, виконуючи розрахунок валу на міцність, ми змушені діаметри його опорних шийок приймати відповідно стандартним діаметрам посадочних місць підшипників, а по іншим діаметрам орієнтуватись на преференційні ряди чисел згідно ГОСТ [1]. Аналогічна ситуація виникає при розрахунках модулів зубчатих коліс відповідно до заданого крутного моменту, колової швидкості обертання та матеріалу колеса. Адже значення модулів стандартизовані. В технологічних розрахунках типовою є задача уточнення розрахункового значення частоти обертання шпинделя чи величини подачі по паспортним даним верстата, які в даному разі можна розглядати як преференційні. При більш широкому підході до цієї проблеми виявляється, що аналогічна ситуація виникає і при алгоритмізації задачі призначення режимів різання по існуючим табличним нормативам [2,3]. Правда, тут з'являється необхідність обробляти масиви чисел з ведучими та прикінцевими нулями. Але це вимагає лише деякого корегування загального алгоритму уточнення розрахункового числа по преференційному ряду. На підставі вищевикладеного можна стверджувати, що задача уточнення розрахункового числа (ЗУРЧ) по преференційному ряду є типовою, а питання розробки алгоритму її програмованого рішення є актуальним.

Розглянемо коротко можливий алгоритм її рішення. Нехай на числовій вісі в певному масштабі відкладено значення чисел $a_0, a_1, a_2 \dots a_n$, які розглядаються як преференційний ряд. Якщо в тому ж масштабі на цій вісі відкласти деяке число - результат певного розрахунку (РПР), то, в принципі, може виникнути шість варіантів співпадання РПР з елементами ряду (рис. 1).

Перший та шостий варіанти співпадання безумовно виходять за межі преференційного ряду, другий та п'ятий РПР також виходить за межі, але можуть бути

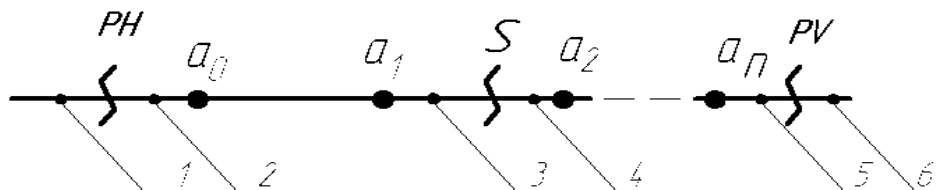


Рисунок. 1- Схема розміщення розрахункової величини на числовій вісі

прийнятими з певними застереженнями. В такому разі в якості преференційного числа умовимось прийняти мінімальне чи максимальне значення ряду. Нарешті, 3 та 4 варіанти співпаданья, коли РПР розміщується між i -тим та $i+1$ значеннями ряду. У таких випадках необхідно передбачити певний алгоритм прийняття рішення: при яких умовах приймати менше, а при яких - більше значення діапазону, в який попадає РПР.

Для того щоб алгоритм ЗУРЧ по преференційному ряду був універсальним введемо поняття нижнього (PH) та верхнього (PV) порогових значень ряду та рівня внутрішньої межі (S), які будемо визначати за виразами:

$$PH := a_0 \cdot (1 - iPH / 100\%), \quad (1)$$

$$PV := a_n \cdot (1 + iPV / 100\%), \quad (2)$$

$$S := a_i + (a_{i+1} - a_i) \cdot (100 - iLiB) / 100\%. \quad (3)$$

Задаючи значення коефіцієнтів iPH , iPV та $iLiB$ у відсотках (від нуля до 100) ми будемо мати змогу впливати на конкретні числові значення указаних меж. Величини згаданих коефіцієнтів повинні вибиратись в залежності від технічної суті задачі. В процесі відладки та подальшої експлуатації модуля важливим є питання стійкості процедур при їх виклику, можливо навіть з некоректними з точки зору технічної суті даними. Таке звертання може мати місце, наприклад, внаслідок некоректного відпрацювання попередньої процедури в потоці, що реалізує розрахунковий алгоритм, як результат помилки в попередній процедурі і т.д. Незважаючи на те, що помилка, яка виникла, буде передаватись по ланцюжку від процедури до процедури, бажано, не переривати обчислення зразу ж на місці її появи, а продовжувати їх згідно алгоритму наскільки це буде можливо. Тоді за один прогін процедур модуля, по-перше, пройдемо далі по алгоритму основної вирішуючої процедури і тим самим будемо мати змогу виявити і інші, додаткові помилки, що можуть мати місце, а по-друге, будемо мати змогу упевнитись в якості та надійності послідовних процедур при непередбачених результатах роботи процедур попередніх. Нерідко це веде до уточнення алгоритму підпорядкованих процедур. Виходячи з вищесказаного, алгоритмом процедури необхідно передбачити, щоб у першому та шостому варіанті співпаданья за преференційні приймались відповідно мінімальне та максимальне значення ряду, але при цьому генерувалось відповідне ситуаційне повідомлення. Так, наприклад, при мінімальному значенні ряду рівному 10, значенні мінімальної межі рівним 9,5 (при $iPH=5\%$) і розрахунковому значенні 9,4 приймемо преференційне значення 10, одночасно згенерувавши повідомлення про те, що мав місце перший (назвемо його некоректним) варіант співпаданья РПР та елементів ряду. Користувач може визначити, чи приймати значення 10, як прийнятне, чи ні. В останньому випадку його необхідно програмно обробити. Так, якщо розрахункове значення буде, наприклад 9,7, тобто попадає між мінімальним значенням ряду і мінімальним пороговим значенням, то домовимось прийняти як преференційне мінімальне значення ряду без будь-яких застережень. Симетричну ситуацію будемо мати, якщо РПР буде більшим максимального порогового, або буде попадати між максимальним значенням останнього елементу ряду та максимальним пороговим. При цьому мається на увазі, що ряд чисел, який трактується як преференційний, упорядкований по висхідній, тобто кожний наступний елемент більший від попереднього.

Якщо порівняння РПР з числами ряду відповідає третьому чи четвертому варіантам, коли він попадає в проміжок між двома значеннями ряду, то важливим питанням є положення внутрішньої межі, яке визначається коефіцієнтом $iLiB$. Приймаючи $iLiB=50\%$, згідно формули (3) ми приймаємо положення внутрішньої межі рівно на середині інтервалу. В такому разі логічно прийняти за преференційне менше число діапазону, при умові що РПР менше значення внутрішньої межі, і більше - в

протилежному випадку. Якщо проаналізувати формулу (3), то можна зауважити, що при $iLiB = 100\%$ вихідним буде завжди мінімальне, а при $iLiB = 0\%$ - максимальне значення інтервалу. Викладений вище алгоритм було реалізовано у вигляді процедури, блок-схема якої приведена на рис. 2.

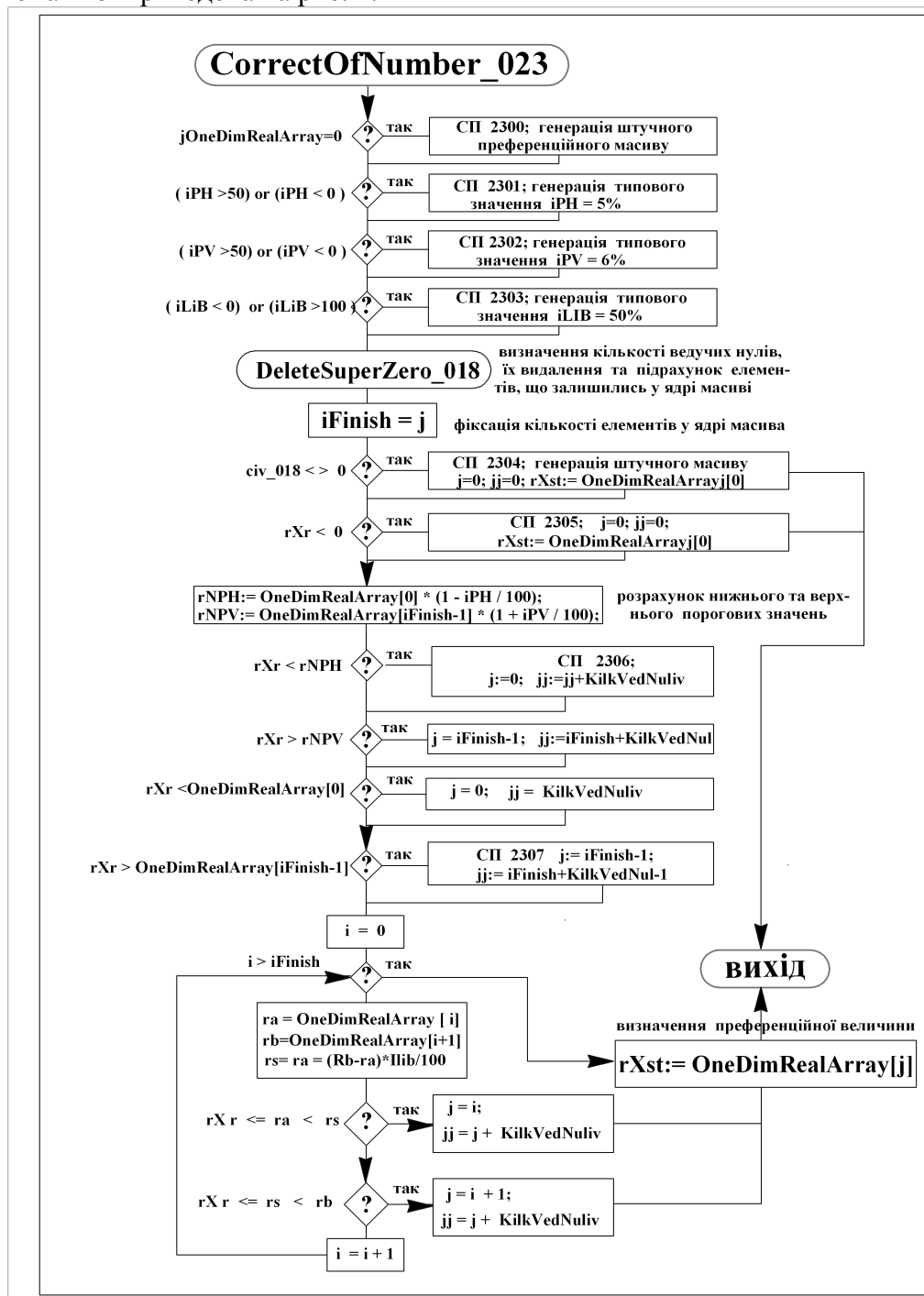


Рисунок 2 - Блок-схема процедури уточнення розрахункової величини

Останнім часом прогнозується тенденція [4] переходу від випуску закритих пакетних (фірмових) рішень, орієнтованих на певні платформи, до їх поділу на більш дрібні елементи, наприклад, окремі модулі, що вирішують виокремлені, логічно завершені частини певної інженерної задачі, наприклад, призначення режиму обробки при проектуванні технологічної операції, рішення ЗУРЧ і т.п. Такий підхід до розробки

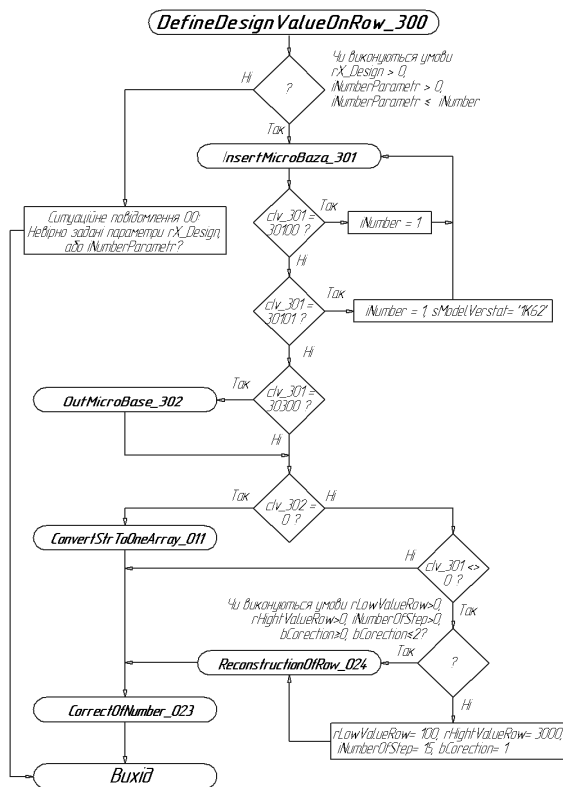


Рисунок 3 - Основана вирішуюча процедура

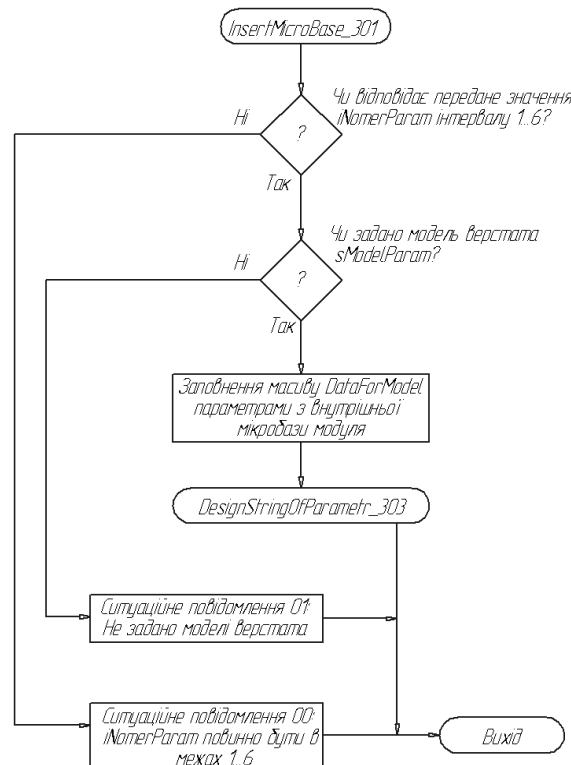


Рисунок 4 - Процедура – внутрішня база даних

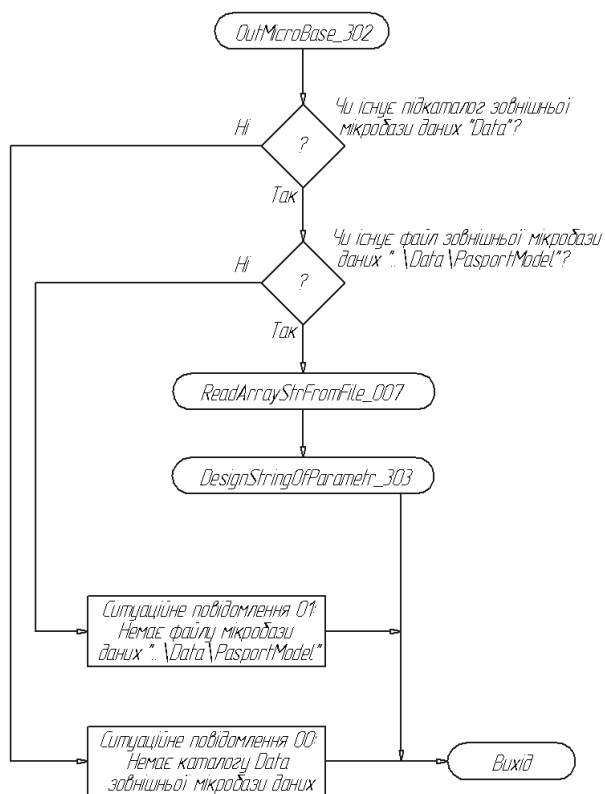


Рисунок 5 - Процедура – зовнішня база даних

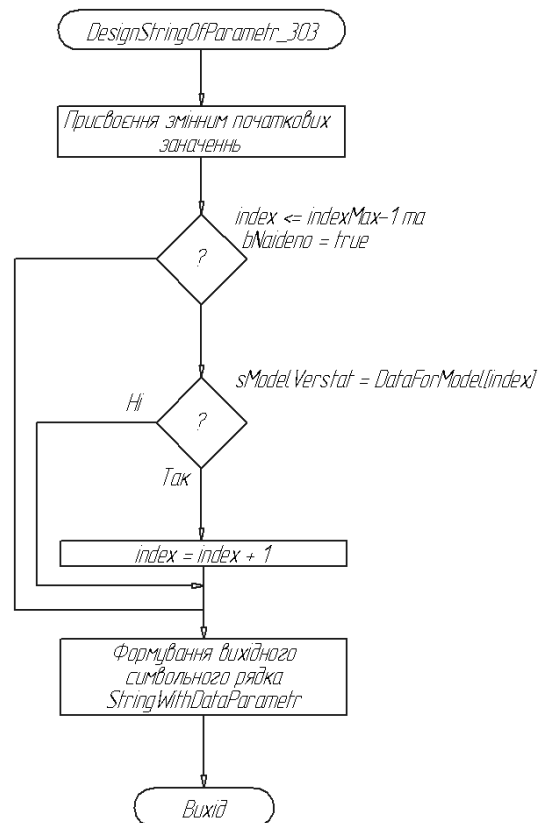


Рисунок 6 - Процедура вибору рядка даних

САПР дозволяє користувачам оперативно та гнучко реагувати на зміну ринкової ситуації.

В зв'язку з викладеним автори вважали доцільним розробити автономний універсальний алгоритм та відповідний динамічний модуль рішення ЗУРЧ в складі процедур DefineDesignValueOnRow_300, InsertMicroBaza_301, OutMicroBase_302, DesignStringOfParametr_303, кожна з яких має вузькоспеціальне призначення. Блок схеми цих процедур приведені на рис. 3 - 6. Процедура _300 в пакеті є основна вирішуюча. В залежності від змісту вхідних даних вона викликає або _301 внутрішню, або _302 зовнішню базу даних. Останні у відповідності з заданими вхідними параметрами вибирають у символічному виді преференційний ряд чисел з вищезгаданих баз. Вибраний рядок символів _303 процедура конвертує в одномірний динамічний реальний упорядкований по висхідній масив, який по суті є преференційним рядом і передає його _300-й, а далі разом з РПР - _023-й процедурі. Остання приймає рішення відповідно раніше описаному алгоритму. Як видно з блок-схем алгоритмів для рішення поставленої задачі використовується ряд процедур з пакету базових процедур (ПБП) _dll_technol_xxxxxx [5]. Процедура, названа зовнішньою базою, обробляє текстові файли, які, з додержанням певних правил, можуть бути підготовлені для будь-якої групи даних: діаметрів підшипників, модулів зубчатих коліс, ряду чисел обертів чи подач верстата і таке інше. Таким чином, з метою підвищення гнучкості системи проект має механізми доповнення бази даних новими рядами. Тим самим одночасно вирішено питання практично необмеженого розширення бази даних для преференційних рядів.

Тому враховуючи вищезгадане, _300 процедура включає чотири можливі варіанти формування преференційного ряду:

- якщо заданий ряд є у внутрішній мікробазі даних модуля, то уточнення виконується відповідно до нього;

- якщо заданий ряд відсутній в мікробазі даних модуля, але є в текстовому файлі PassportModel.txt, то уточнення проводиться згідно з ним;

- якщо заданий ряд відсутній і в мікробазі модуля і в текстовому файлі, але задані всі чотири параметри rLowValueRow, rHightValueRow, iNumberOfStep та bCorection для відпрацювання _024 процедури, то преференційний ряд, по якому проводиться уточнення, формується згідно з цими параметрами;

- якщо заданий ряд відсутній і в мікробазі модуля і в текстовому файлі, а хоча б один з вищезгаданих параметрів не задано, то _024 процедурою формується штучний рядок зі значеннями rLowValueRow = 100, rHightValueRow = 3000, iNumberOfStep = 15 та bCorection = 0, прийнятими по замовчуванню.

Розглянемо алгоритм роботи модуля на прикладі задачі уточнення обертів верстата по розрахунковому значенню, яке обчислюється на основі нормативної швидкості різання та діаметра оброблюваної поверхні.

Прийmemo, що як внутрішня так і зовнішня мікробазы даних являє собою декілька груп по шість символічних рядків з паспортними даними верстатів, зібраних в один масив (внутрішня) або в один файл (зовнішня). В першому рядку кожної групи її ознака – назва моделі верстата. Наступні рядки – це числа обертів, поздовжніх та поперечних подач і таке інше. Як видно з блок-схеми рис. 3, основною вирішуючою в модулі є _300 процедура, яка викликається головною програмою проекту. Головна програма – це своєрідний місток між середовищем, в якому створено проект, та його основною вирішуючою програмою. На початку роботи кожної з процедур перевіряється коректність даних, що передаються, і якщо хоч якийсь параметр задано невірно, генерується так зване ситуаційне повідомлення. Далі викликається _301 процедура (внутрішня база даних). По заданим ознакам у ній шукається група

символьних рядків, які відповідають заданій моделі верстата. Якщо відповідна група знайдена, то вона передається _303 процедурі. В противному разі _300 процедура викликає _302 (зовнішню мікробазу даних), в якій продовжується пошук такої ж групи рядків. При цьому контролюється наявність файлу зовнішньої мікробазы, який повинен знаходитися у підкаталозі проекту, наприклад під назвою Data. У разі відсутності такого підкаталогу чи відсутності в ньому необхідного файлу генерується відповідне ситуаційне повідомлення. Якщо файл знайдено, то _007 процедура, з уже згаданого ПБП процедур, виконує його зчитування і знову робиться спроба вибрати із змісту зчитаного групу символьних рядків, яка характеризує задану модель верстата. Якщо таку групу знайдено, то вона знову таки передається в _303 процедуру. Остання вибирає з групи рядків саме той, який може бути використаний як преференційний у відповідності до технічної суті вирішуємої задачі. Далі відбувається уточнення по даному ряду з використанням _023 процедури з ПБП.

У випадку, коли потрібну групу преференційних рядків не знайдено ні у внутрішній ні у зовнішній мікробазах, щоб не допустити втрату темпу і максимально продвинути по алгоритму _300 процедури, _024 процедурою (з ПБП) автоматично генерується штучний реальний одномірний упорядкований по висхідній масив чисел, який в подальшому використовується як преференційний. Така автогенерація може відбуватися по двом гілкам алгоритму: або по заданим користувачем мінімальному та максимальному значенням, кількості елементів і закону (геометрична чи арифметична прогресія) ряду, або по значенням, передбаченим в _300 процедурі за замовчуванням. Останні дві гілки алгоритму до певної міри організаційно спрощують використання модуля в навчальній роботі технічних вузів при вивченні курсу САПР ТП.

Таким чином, у відповідності до світових тенденцій проектування сучасних САПР, в статті виокремлено і поставлено логічно завершену самостійну задачу уточнення по преференційному ряду результату певного, відповідного технічній суті задачі розрахунку, розроблено алгоритм самостійного модуля для її рішення в складі основної вирішуючої та групи підпорядкованих процедур, які забезпечують формування та поповнення бази даних. Алгоритм закодовано в середовищі Delphi 5 і відлагоджено до робочого стану.

Список літератури

1. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры.
2. Общемашиностроительные нормативы режимов резания и вспомогательного времени на работы, выполняемые на металлорежущих станках. Массовое производство. Изд. Третье.- М.: Машиностроение, 1974, - 136 с.
3. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания на токарно-автоматные работы. Массовое, крупносерийное и серийное производство. – М.: Машгиз, 1962, - 283 с.
4. Журнал «СНІР. Комп'ютери і комунікації» №12 2004, «Будущее – за модульностью» с. 65
5. Автоматизація призначення режимів різання та технічного нормування при проектуванні технологічних процесів виготовлення деталей на металорізальних верстатах. Методичні вказівки №1046 для виконання лабораторних та курсових робіт та проектів. Укладач Криськов О.Д., Кіровоград, РВЛ КНТУ, -155 с.

Разработан алгоритм и в среде Delphi реализован соответствующий модуль уточнения расчетного значения согласно предпочтительного ряда. Приведён пример его использования для уточнения расчетного значения числа оборотов по паспортным данным станка и один из возможных вариантов формирования микробазы предпочтительных рядов.

Designed algorithm and in the ambience Delphi is work out respective module of revision of calculation value according to preferred row. Cite An Instance algorithm of its use for revision of calculation value of number of turns on passport is given tool and one of the possible variants of shaping a microbase preferred row.

Аналіз динаміки навантаження на платформу при зважуванні транспортних засобів в русі

В статті розглянуті диференційні рівняння руху автомобіля у вертикальній площині, за допомогою яких визначається передаточна функція, яка пов'язує зміну рельєфу дороги та зміну динамічної складової навантаження на ваги. Проводиться аналіз динаміки навантаження на платформу при поосному зважуванні транспортних засобів в русі.

зважування, транспортний засіб, платформа, динамічне навантаження, профіль дороги, амплітудно-частотна характеристика, обробка інформації

Визначення маси перевезеного вантажу є однією з важливих операцій в сільському господарстві та в промисловості при проведенні взаєморозрахунків. В нашій країні для зважування вантажів досить широко розповсюджені статичні ваги, як механічні так і електромеханічні. Такі ваги, хоч і володіють високою точністю зважування, та мають цілий ряд недоліків. Це великі габарити самих ваг та капітального фундаменту, складність конструкції та монтажу, високу вартість та низьку пропускну здатність. Тому останнім часом в нашій країні та за кордоном ведуться розробки та впровадження динамічного поосного методу зважування транспортних засобів, який би забезпечував достатню точність вимірювань та усував недоліки статичного зважування.

Динамічне поосне зважування суттєво відрізняється від статичного цілим рядом особливостей, до яких слід віднести те, що платформа ваг розташовується на непідготовленій ділянці дороги, а визначення маси відбувається без зупинки автомобіля. Зусилля, яке тисне на платформу змінюється по досить складному закону, а його вигляд визначає метод обробки інформації та гранично досяжну точність. Якщо передбачити, що розміри платформи відомі та швидкість руху постійна, то характер динаміки зміни зусиль на вагоприймальний пристрій залежить не тільки від маси автомобіля, але й від його конструкційних особливостей: коефіцієнтів жорсткості ресори та колеса, коефіцієнтів опору амортизатора та колеса, розміру площадки контакту колеса з дорогою.

Тому виникає задача аналізу навантаження на платформу, яка полягає в тому, щоб за відомими типом автомобіля, конструкцією платформи та швидкістю руху оцінити динаміку зміни навантаження на ваги та зв'язок її характеристик з масою та конструкційними параметрами автомобіля.

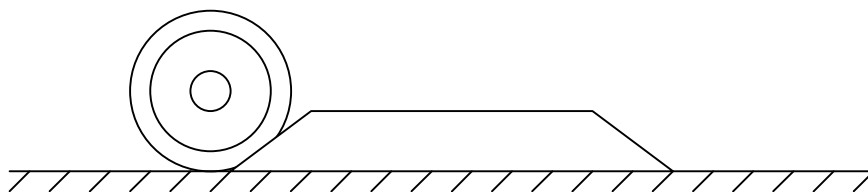


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд платформи при динамічному поосному зважуванні

Навантаження на платформу Р складається із статичного $P_{ст}$, зумовленого силою тяжіння та динамічного P_d , викликаного вертикальними коливаннями підресореної та непідресореної маси

$$P_{ст} = (m_{\Pi i} + m_i) \cdot g; \quad P_d = m_{\Pi i} \cdot \ddot{z}_i + m_i \cdot \ddot{\zeta}_i, \quad (1)$$

де $m_{\Pi i}$ - підресорена маса і-тої осі;

m_i - непідресорена маса і-тої осі;

g - прискорення вільного падіння;

\ddot{z}_i - прискорення підресореної маси і-тої осі;

$\ddot{\zeta}_i$ - прискорення непідресореної маси і-тої осі.

Як видно з (1), визначення Р пов'язане з розрахунком прискорень підресореної та непідресореної мас при наїзді колеса на платформу ваг. Зміна прискорень зумовлена зміною мікропрофілю дороги q_i . Схема заміщення зображена на рисунку 2. Зв'язок між цими координатами характеризується системою диференціальних рівнянь, які описують коливання автомобіля у вертикальній площині. При деяких припущеннях, головними з яких є: автомобіль розглядається як система твердих тіл з пружними зв'язками; коефіцієнти жорсткості та опору підвіски та колеса вважаються постійними; колеса машини мають точковий контакт з поверхнею дороги, дані рівняння одержані в [1,2,3] на основі рівнянь Лагранжа II роду

$$\ddot{z}_i + h_{\Pi i} \dot{z}_i + \omega_{\Pi i}^2 z_i - h_{\Pi i} \dot{\zeta}_i - \omega_{\Pi i}^2 \zeta_i = 0; \quad (2)$$

$$\ddot{\zeta}_i + h_{Hi} \dot{\zeta}_i + \omega_{Hi}^2 \zeta_i - h_{HOi} \dot{z}_i - \omega_{HOi}^2 z_i = (k_{\Pi i} \dot{q}_i + c_{\Pi Ni} q_i) / m_i,$$

де $h_{\Pi i} = 2k_{ai} / m_{\Pi i}$; $h_{Hi} = 2(k_{ai} + k_{\Pi i}) / m_i$; $h_{HOi} = 2k_{ai} / m_i$;

$\omega_{\Pi i}^2 = 2c_{Pi} / m_{\Pi i}$; $\omega_{Hi}^2 = 2(c_{Pi} + c_{\Pi Ni}) / m_i$; $\omega_{HOi}^2 = 2c_{Pi} / m_i$;

c_{Pi} , $c_{\Pi Ni}$ - коефіцієнт жорсткості відповідно ресори та колеса;

k_{ai} , $k_{\Pi i}$ - коефіцієнт опору відповідно амортизатора та колеса;

z_i , ζ_i , q_i , - координати відповідно підресореної і непідресореної мас та мікропрофілю дороги.

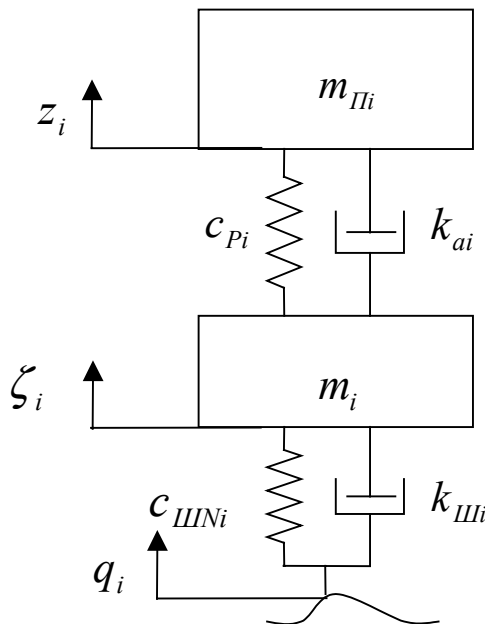


Рисунок 2 – Розрахункова схема для однієї осі транспортного засобу

Виходячи з того, що при відсутності автомобіля на платформі навантаження Р на неї не діє, тому мають місце нульові початкові умови. Таким чином задача аналізу навантаження на платформу ваг полягає у визначенні реакції лінійного динамічного об'єкта на детерміноване вхідне діяння. В якості вхідного діяння виступає зміна рельєфу $q_i(t)$. Виходом об'єкта є зміна динамічного навантаження Рд. Як відомо [4] для визначення реакції необхідно знайти передаточну функцію

$$W(s) = \frac{P_d(s)}{q_i(s)}, \quad (3)$$

де $P_d(s)$ – зображення за Лапласом зміни динамічного навантаження;
 $q_i(s)$ – зображення за Лапласом зміни координати рельєфу дороги.

В результаті перетворення системи диференціальних рівнянь (2) з урахуванням співвідношень (1), (3) передаточна функція набуває наступного вигляду

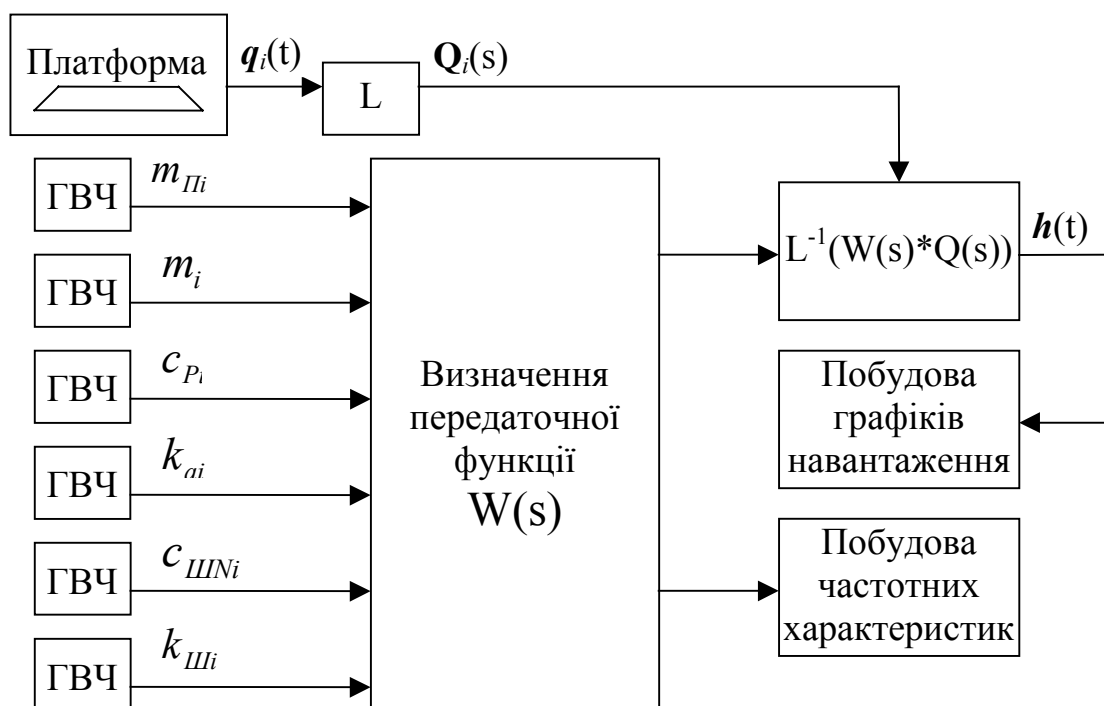
$$W(s) = \frac{P_d(s)}{q_i(s)} = \frac{\omega_{III}^2 \cdot s^2 ((h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2)m_{II} + (s^2 + h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2)m)}{((s^2 + h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2)(s^2 + h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2) - (h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2)(h_{HO} \cdot s + \omega_{HO}^2))}. \quad (4)$$

В такому разі закон зміни Рд може бути визначений як

$$P_d(t) = L^{-1}\{W(s) \cdot q_i(s)\}, \quad (5)$$

де $L^{-1}\{\}$ - операція зворотного перетворення Лапласа.

Виконати перетворення (5) у загальному вигляді неможливо, тому для знаходження Рд(t) запропоновано застосувати метод математичного моделювання. Структура моделі зображена на рисунку 3.



ГВЧ – генератор випадкових чисел; L, L^{-1} – відповідно пряме та зворотне перетворення Лапласа.

Рисунок 3 – Структура моделі для дослідження навантаження на платформу та частотних характеристик автомобіля

Для моделювання були взяті конструкційні параметри автомобілю ГАЗ-66, визначено передаточні функції та побудовано АЧХ (Рис.4) для двох значень

підресореної маси $m_1=1500$ кг, $m_2=2500$ кг. Всі інші параметри автомобіля не змінювались.

```
>> W1
```

Zero/pole/gain:

$$800000 s^2 (s^2 + 26.67s + 533.3)$$

$$(s^2 + 4.282s + 110.1) (s^2 + 26.38s + 1937)$$

```
>> W2
```

Zero/pole/gain:

$$800000 s^2 (s^2 + 24s + 480)$$

$$(s^2 + 2.577s + 65.13) (s^2 + 25.42s + 1965)$$

```
>> bode(W1,W2)
```

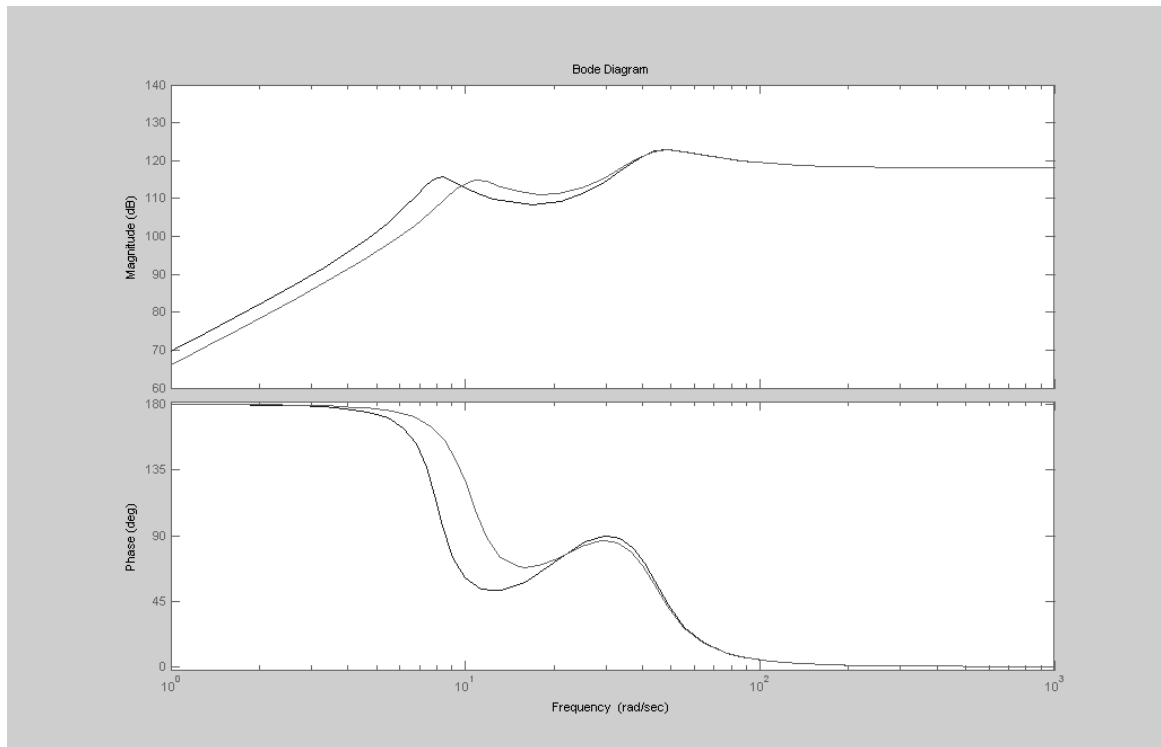


Рисунок 4 – АЧХ та ФЧХ динамічного навантаження при двох значеннях маси

В результаті моделювання знайдено, що деякі коефіцієнти передаточної функції досить суттєво змінюються. Власна нижня частота автомобіля рівна $\Omega_1 = 10.5$ рад/с, $\Omega_2 = 8.07$ рад/с для двох значень маси.

Аналіз частотних характеристик автомобіля показує, що варіація підресореної маси приводить до зміни власної нижньої частоти автомобіля більш ніж на 20%.

Також був проведений аналіз впливу кожного з конструктивних параметрів на частотні характеристики автомобіля. Варіація значень кожного з параметрів автомобіля на $\pm 20\%$ викликає зміну його власних частот в межах $\pm 10\%$ та коефіцієнтів демпфування в межах $\pm 20\%$ при фіксованій масі автомобіля.

Для моделювання навантаження були прийняті наступні розміри платформи: висота – 0.06 м, довжина – 0.5 м, довжина заїзду на платформу – 0.25 м. Параметри автомобіля ГАЗ-66 вибирались в межах $\pm 20\%$ від паспортних, а швидкість $V=5\pm 0.5$ км/год. На рисунку 5 зображені графіки зміни навантаження на платформу при статичній масі на осі рівній 3000 кг.

Аналіз одержаних графіків показує, що вони мають монотонний характер. Час існування сигналу навантаження змінюється приблизно на $\pm 10\%$ від 0.36с при зміні швидкості на $\pm 10\%$. Максимальне значення навантаження не рівне масі, а перевищує її на 20% і також змінюється в залежності від конструкційних параметрів в межах 300кг.

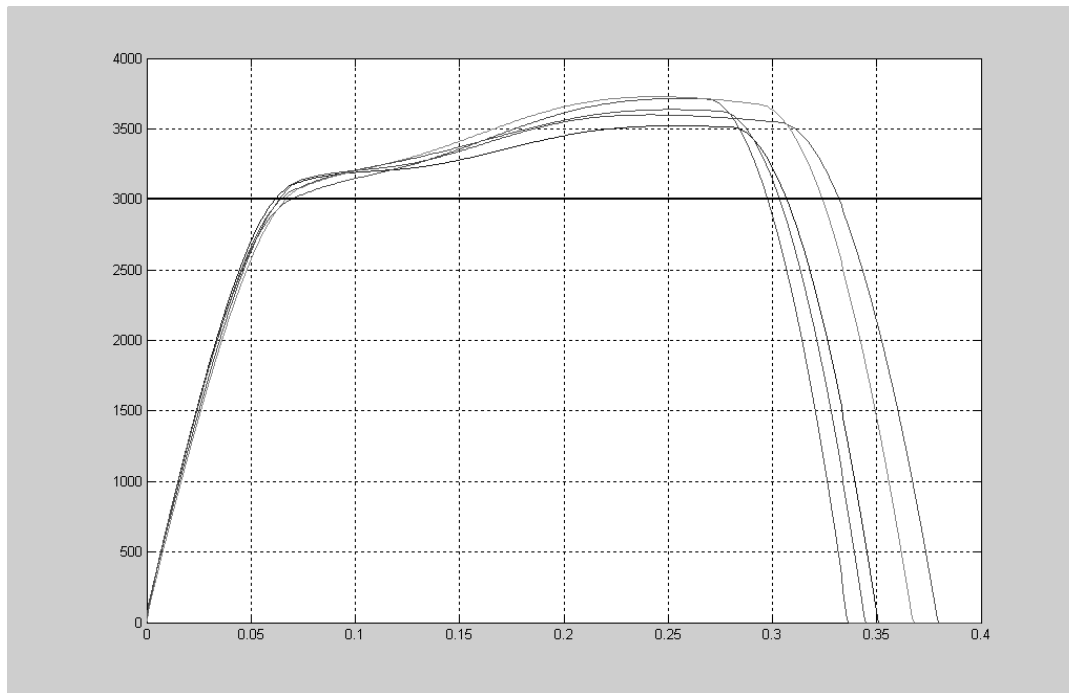


Рисунок 5 – Графіки навантаження на платформу

Оскільки конструктивні параметри автомобіля наперед невідомі то в процесі визначення маси вантажу виникає значна невизначеність, як його динамічних характеристик, так і форми графіка навантаження на платформу, тому задача визначення маси являє собою складну технічну задачу, яка вимагає застосування спеціальних методів усунення невизначеності. Одержані графіки, передаточні функції та частотні характеристики дозволяють застосувати апарат нейронних мереж та синтезувати дані для їх навчання з метою забезпечення якісного визначення маси в динамічних умовах.

Список літератури

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. 2-е изд., переработанное и дополненное.- М.: Машиностроение, 1989.-280 с.
2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под редакцией А.А. Хачатурова.- М.: Машиностроение, 1976.-535 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин.- М.: Машиностроение, 1990.-352 с.
4. Зайцев Г.Ф., Стеклов В.К., Бріцький О.І. Теорія автоматичного управління–К.:Техніка, 2002.-688 с.

В статье рассмотрены дифференциальные уравнения движения автомобиля в вертикальной плоскости, с помощью которых определяется передаточная функция, связывающая изменение рельефа дороги и изменение динамической составляющей нагрузки на весы. Проводится анализ динамики нагрузки на платформу при поосном взвешивании транспортных средств в движении.

In the article differential equalizations of motion of car in a vertical plane are considered, which a transfer function linking the change of relief of road and change of dynamic constituent of loading on scales is determined by. The analysis of dynamics of loading is conducted on a platform at the weighing of transport vehicles afoot.

О.Д. Криськов, доц., канд. техн. наук, Д.В. Березовський
Кіровоградський національний технічний університет

Модуль призначення режимів різання для САПР регламентів технологічних процесів виготовлення деталей на одношпиндельних токарно-револьверних автоматах

На підставі табличних паспортних даних розроблено алгоритм і в середовищі Delphi реалізовано модуль призначення рекомендованих режимів різання для технологічних переходів, типових для одношпиндельного токарного верстата-автомата моделей 1124, 1A125, 1B136, 1B140, 1E140, 1E165.
системи автоматизованого проектування, технологічний процес, режими різання, токарно-револьверний одношпиндельний автомат, ОТРА

Підготовка сучасного машинобудівного виробництва широко використовує комп'ютерні технології. Так можна вказати на створення 2D робочих креслень та 3D моделей деталей, підготовку керуючих програм для верстатів з ЧПК, розрахунок деталей та вузлів на міцність, жаростійкість тощо. Звернемо увагу на автоматизоване проектування регламентів технологічних процесів виготовлення деталей на металоріжучому обладнанні. Таку задачу вирішують широковідомі програмні продукти, як Автопроект (АСКОН), TehnologistCS (Consist SoftWare), ТехноПро (TopSystems) та інші. В названих програмних продуктах технологічне проектування виконується закритими об'єднаними в модулі фірменними процедурами, які можна використовувати, як правило, через графічний інтерфейс. Згадані процедури не дозволяють контролювати рішення, технолога, в момент їх прийняття, в силу ідеології, закладеної в програмні продукти, та відсутності в них модулів економічної оцінки таких рішень. Тому на даний час технологічне проектування з використанням згаданих програмних продуктів на рівні ідей структурної та параметричної оптимізації практично неможливе.

З другого боку, в розробці програмного забезпечення останнім часом прогнозується [1] тенденція до випуску не повних (завершених) програмних платформ, а окремих модулів, розділяючи крупні програмні пакети на більш дрібні програмні одиниці. На думку дослідників Gartner такий підхід дозволить користувачам гнучкіше будувати свої інформаційні системи і оперативніше реагувати на ринкові ситуації.

В САПР ТП, зважаючи на дуже велику різноманітність (від підприємства до підприємства) факторів, що впливають на форми та зміст технологічної документації та їх зміну з плином часу на одному і тому ж самому підприємстві. Вона намічає потребу переходу від випуску закритих на професійному технологічному рівні фірмених рішень до елементів технологічного проектування, виокремлених в окремі програмні одиниці (модулі), які в своїй суті є логічно завершеними складовими буденної фахової проектно-конструкторської роботи технолога. Як приклад, можна вказати на задачу призначення режимів різання.

Таблиця 1 - таблиця рекомендованих переходів паспортом верстата [3] 12Б140 подач та швидкостей різання для типових технологічних (переходів)

Оброблюваний матеріал	операції					свердління										розвертування										операції нарізання різі										накатування																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
	обробка фасонним різцем					відрізка та прорізка					діаметр обробки, мм										метчиком										планкою										повздовжнє	поперечне																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
	повздовжня обточка					обточка					діаметр обробки, мм					діаметр обробки, мм					діаметр обробки, мм					діаметр обробки, мм					повздовжнє	поперечне																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	>20	< 5	8-10	12-18	>20	10-12	14-16	18-22	>22	10-12	14-16	18-22	>22	10-12	14-16	18-22	>22	10-12	14-16	18-22	>22																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Автоматні сталі А12, А20	V 1	60-40	60-40	60-40	45-30	32-25	25-32	30-32	35-30	18-16	17-16	18-16	20-18	12-11	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	< 40	0,02-0,1	< 35	0,013-0,07	< 30	0,01-0,06	< 20	0,01-0,045	< 120	0,01-0,04	< 90	0,03-0,06	< 120	0,04-0,1	< 65	0,15-0,04	< 80	0,02-0,05																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	S 2	0,09-0,3	0,05-0,1	0,05-0,1	0,05-0,1	0,07-0,12	0,12-0,18	0,18-0,2	0,18-0,2	0,12-0,2	0,15-0,2	0,18-0,25	0,2-0,3	0,25-0,35																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										

З часів проведення першої Всесоюзної міжвузівської науково-технічної конференції в м. Ворошиловграді (1973 рік [2]) та видання монографій Г.К. Горанського [3] В.Д. Цветкова [4], Капустина Н.М. [5] та інших відомо, що автоматизоване технологічне проектування складається з певних етапів. Вкажемо на деякі основні з них, як от:

- кодування графічної та технологічної інформації;
- визначення, наприклад, в діалоговому режимі, структури технологічного процесу;
- вибір чи конструювання переходів;
- призначення нормативних режимів виконання технологічних переходів на конкретних моделях металорізальних верстатів;
- проектування індивідуальних, типових та групових технологічних процесів, включаючи їх нормування та оптимізацію;
- оформлення регламенту технологічного процесу;
- проектування технологічного оснащення.

При комп'ютеризованій підготовці виробництва вищезгаданим етапам технологічного проектування ставляться у відповідність певні підсистеми програмованого рішення задач, притаманних кожному з етапів. Останні включають багато більш дрібних логічно завершених алгоритмів, які можуть бути відповідним чином оформлені програмно і поставляться на ринок як самостійні модулі. Останні в подальшому можна об'єднати в самодостатні модулі з цілком вираженими технологічними функціями які, в свою чергу, можуть утворювати вищеназвані підсистеми САПР ТП. Такий підхід дає можливість змінювати конфігурацію реальної підсистеми а загалом і всієї САПР ТП, дозволяючи користувачам оперативно та гнучко реагувати на зміни виробництва, продиктовану ринковою ситуацією.

Ціллю даної статті є розробка алгоритму одного з варіантів модуля, який може бути включений як складова частина САПР ТП для проектування регламентів технологічних процесів на ОТРА, а саме модуля призначення режимів різання. Алгоритм модуля розроблено виходячи з методики, що опирається на підготовлену відповідним чином таблицю. Такі табличні рекомендації по режимам різання використовуються як іноземними фірмами, так і вітчизняними. Так можна вказати на орієнтовні значення подач та швидкостей різання, які рекомендуються німецькою фірмою Index (табл. 42, 43 [6]). Для рішення поставленої задачі скористаємось табличними даними по режимам різання, текст якої приведено в табл.1 [7]. Комірки кожного з рядків табл.1 для тих чи інших марок матеріалу та технологічних (пере)ходів установлюють рекомендовані мінімальні та максимальні значення швидкостей різання та подач.

З метою вирішення поставленої задачі розроблено алгоритм відповідного модуля призначення режимів різання (MPP), в складі трьох процедур TableRegimOtra_500, StringRegim_1B140_196 та DefineInterCodeTransition_195, блок схеми яких приведено на рис. 1-3. Основною вирішуючою поставлену задачу процедурою в модулі є TableRegimOtra_500. Згідно з логікою алгоритму (рис. 1), основна вирішуюча процедура в процесі проходження розрахунків згідно з власним алгоритмом послідовно звертається до _196 та _195 процедур.

Перша з них (_196) зберігає в своєму тілі значення табличних даних, приведених в табл.1, формально представлених у вигляді елементів-рядків одномірного символного масива. Кожну пару таких елементів-рядків можна вибрати в залежності від групи оброблюваного матеріалу або його конкретної марки.

Для тих сполучень матеріалу та технологічного ходу, для яких в певній комірці табл.1 рекомендацій нема, з метою збереження логіки алгоритму використано

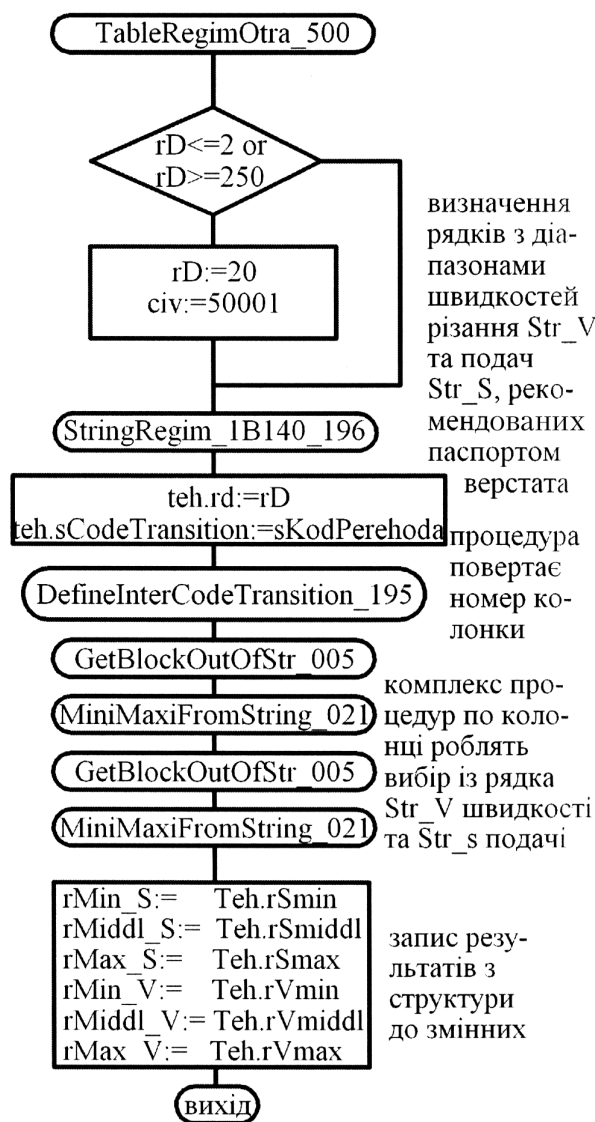


Рисунок 1 - Блок схема процедури TableRegimOtra_500

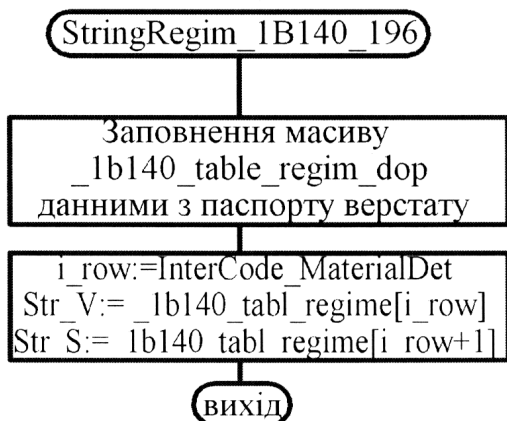


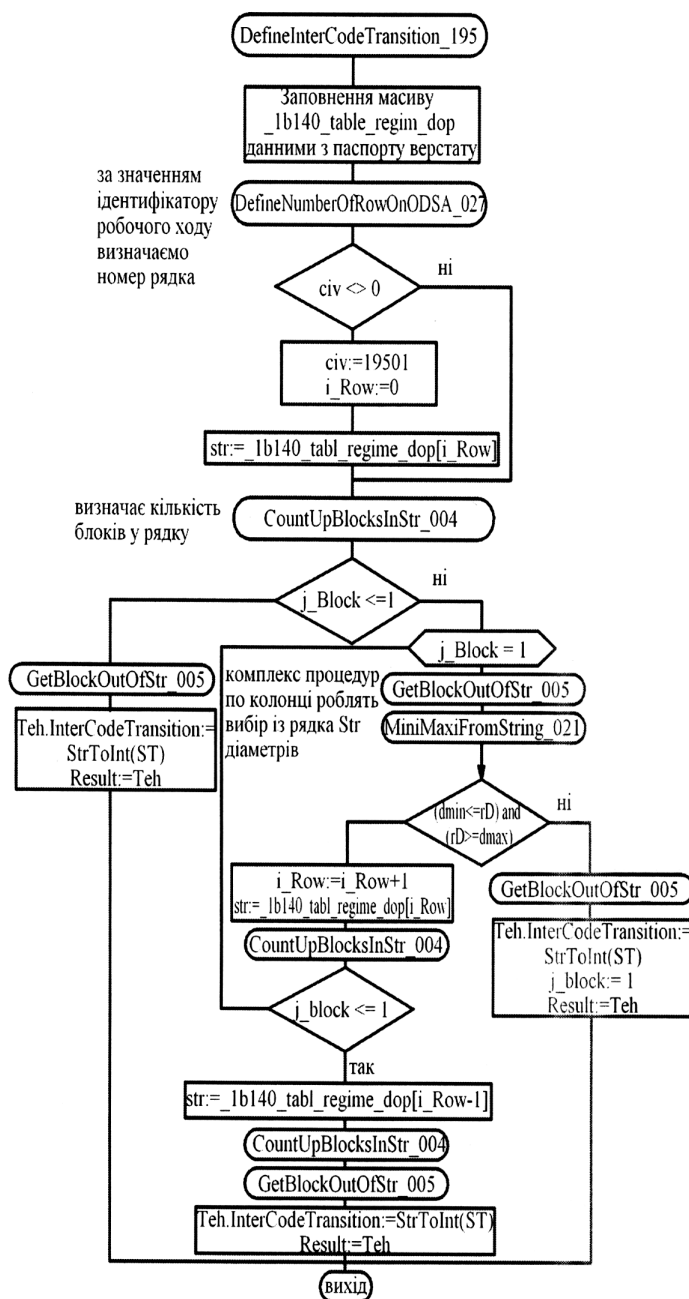
Рисунок 2 - Блок схема процедури StringRegim_1B140_196

формальний вираз ('1-1'), який відповідним чином коментується при відпрацюванні програми.

Вибрану пару елементів-рядків згаданого масиву можна розглядати як послідовність блоків символів, кожний з яких зберігає в собі мінімальні та максимальні значення швидкостей різання та подачі для типових технологічних (пере)ходів відповідно матеріалу заготовки. _196 процедура переносить на локальний символічний масив ланцюжки комірок табл.1, а потім відповідно до значення переданого через формальний параметр InterCodeMaterialDet (внутрішній код групи матеріалів) вибирає з таблиці два рядки символів Str_V та Str_S, які вміщують в собі рекомендовані значення швидкостей та подачі, відповідних матеріалу деталі. Значення параметра InterCodeMaterialDet встановлюється в main - процедурі як результат діалогового вибору. Проте в разі необхідності значення параметру InterCodeMaterialDet може бути встановлене з використанням _027 процедури з пакету базових процедур (ПБП) технолога-проектанта [8], якщо список значень матеріалів формалізувати як рядки одномірного символічного масиву та передати його одночасно з конкретною назвою матеріалу вищезгаданих _027 процедурі. З метою спрощення алгоритмізації вибору та передачі в _500 процедуру змісту типових технологічних пере(ходів) для кожного з них встановлено певний символічний ідентифікатор (змінна sCodeTransition), який мнемонічно нагадує назви робіт, приведених у верхніх рядках табл.1. Для деяких (пере)ходів величина InterCodeTransition встановлюється в _195 процедурі як число, яке зберігається у другій комірці рядка першого співпадання

значення змінної sCodeTransition зі змістом першої колонки табл. 2. Але для переходів свердлування, zenкерування, розвертки, нарізання різі метчиком або плашкою, значення InterCodeTransition має встановлюватись з урахуванням діаметру оброблюваної поверхні.

Тобто при даній структурі цієї таблиці не можна встановити прямої однозначної відповідності “ідентифікатор переходу (sCodeTransition) - номер колонки (InterCodeTransition) в табл.2, як це було можливо для зв’язки “марка матеріалу – InterCodeMaterailDet”.



№ п/п	Код технолі (пере)ходу	Ном. кол.	Діапа-зон діаметрів
0	PidrizTor	3	
1	ProtPovRev	0	
2	ProtFasRad	0	
3	ZacenTor	3	
4	SverdOtv	3	<-6
5	SverdOtv	4	6-10
6	SverdOtv	5	10-17
7	SverdOtv	6	17-20
8	SverdOtv	7	>-20
10	RozSverdOtv	6	
11	ZenkerOtv	6	
12	ProtFasPz	0	
13	RozverOtv	8	<-5
14	RozverOtv	9	5-10
15	RozverOtv	10	10-20
16	RozverOtv	11	>-20
17	Prot2Fas	0	
18	PidrizTrbPz	0	
19	PidrizTorRad	0	
20	ProtKanav	3	
21	ProtFasRad	1	
22	NarizRmetch	12	<-13
23	NarizRmetch	13	13-17
24	NarizRmetch	14	17-22
25	NarizRmetch	15	>-22
26	NakatRifProd	20	
27	NakatRifRad	21	
28	NarizRplash	16	<13
29	NarizRplash	17	13-17
30	NarizRplash	18	17-22
31	NarizRplash	19	>-22
32	VidrizDet	3	

Рисунок 3 - Блок схема функції DefineInterCodeTransition_195

Тому якщо вибраним виявиться технологічний перехід, пов’язаний з обробкою отворів, то керування передається InterCodeTransition_195 функції, алгоритм якої

побудовано на базі табл. 2., яка й установлює значення InterCodeTransition. Табл. 2 представлена в тілі _195 функції аналогічно тому, як табл.1 представлена в тілі процедури StringRegim1B140_196. Функція DefineInterCodeTransition_195, сприймаючи на вхід значення змінної sCodeTransition та діаметр оброблюваної поверхні, установлює значення InterCodeTransition, як число, що записане у другій колонці табл.2 у рядку, відповідному значенню sCodeTransition а відтак і вибраному технологічному переходу. Для таких технологічних (пере)ходів в табл. 2 записано не два, а три блоки інформації. Для них InterCodeTransition установлюється як функція чисел-символів, які записані в другій колонці табл. 2 при умові, що діаметр обробки лежить в діапазоні, який занесено в третю колонку цього ж рядка. Тому, як видно з блок схеми рис. 3, перед визначенням числа InterCodeTransition алгоритмом _195 процедури передбачене визначення числа блоків у черговому рядку табл. 2 процедурою CountUpBlocksInStr_004 з ПБП. Якщо в черговому рядку таблиці заповнено тільки два рядки і є співпадання значення змінної sCodeTransition зі значенням символічного коду технологічного переходу, занесеного в першій колонці таблиці, то на цьому пошук припиняється і змінній присвоюється значення, занесене в другій колонці таблиці. Якщо кількість блоків у черговому рядку не два а три, то виконуються оператори пов'язані з порівнянням діаметру деталі з діапазонами розмірів, вказаними в третій колонці табл. 2. Далі процедура TableRegimOtra_500 викликає послідовно _004 та _005 процедури, які й вибирають значення InterCodeTransition з другої чи третьої колонки.

І, на кінець, _500 процедура маючи відібрані рядки Str_S (подач) та Str_V (швидкостей) для даного матеріалу та значення InterCodeTransition, яке трактується як порядковий номер блоку (номер комірки в табл. 1), з використанням процедур MiniMaxiFromString_021, GetBlockOutOfStr_005 та DefineNumberOfRowOnODSA_027 з ПБП установлює значення мінімальних та максимальних величин подачі та швидкостей різання та вираховує їх середні значення при заданому діаметрі та матеріалі, які в подальшому використовуються як рекомендовані значення різання на виконання даного технологічного (пере)ходу при виготовленні деталі з заданого матеріалу.

В результаті виконаних досліджень та розробок в середовищі Delphi реалізовано алгоритм визначення рекомендованих режимів різання на основі табличних даних, який може бути використаний в більш високого рівня модулях САПР ТП.

Список літератури

1. Будущее за модульностью. // Чип. Компьютеры и коммуникации» №12 2004, 65 с.
2. Автоматизация технологической подготовки производства в машиностроении с помощью ЭВМ. Тезисы докладов первой Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции. Ворошиловград, 1973. -320с.
3. Автоматизированные системы технологической подготовки производства в машиностроении. Под ред. чл.-кор. АН БССР Гаронского Г.К. М., Машиностроение, 1976. -240с.
4. Цветков В.Д. Системно-структурное моделирование и автоматизация проектирования технологических процессов. М.: Наука и техника, 1979. -264с.
5. Капустин Н.М. Разработка технологических процессов обработки деталей на станках с помощью ЭВМ. М.: Машиностроение, 1976. -288с.
6. Сафро Е.С. Наладка одношпиндельных токарно-револьверных-автоматов. Справочник. Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1983. -200с.
7. Токарно-револьверные прутковые автоматы моделей 1Б140 (1Б125). Завод станков-автоматов, г. Ленинград, Заказ 1092, (стр. 113-145). 1975. -150с.
8. Автоматизация назначения режимов резания та технічного нормування при проектуванні технологічних процесів виготовлення деталей на маторіальних верстатах. Методичні вказівки до виконання лабораторних та курсових робіт та проєктів. Укладач Крисков О.Д., Кіровоград, 2005 р. -135с.

На основании табличных паспортных данных разработан алгоритм и в среде Delphi реализован модуль назначения рекомендуемых режимов резания для технологических переходов, типичных для одношпиндельного токарного станка-автомата моделей 1124, 1А125,1Б136,1Б140, 1Е140,1Е165.

On the basis of tabular passports information an algorithm is developed and in the environment of Delphi the module of setting of the recommended modes of cutting is realized for technological transitions typical for the odnoshpyndel'nogo lathe machine-tool-automat of models 1124, 1A125,1B136,1B140, 1E140,1E165.

Модель динаміки маятникового акселерометру при випадковому вхідному сигналі

Стаття присвячена розробці методики ідентифікації та оцінюванню передаточної функції маятникового акселерометру та спектральної щільності його власних шумів.

передаточна функція, дисперсія, кореляційна функція, ідентифікація

Більшість задач створення різних систем автоматики таких як: системи стабілізації, слідкуючі системи, адаптивні системи базуються на знанні динамічних характеристик об'єктів управління а також математичних моделей датчиків представлених датчиків в вигляді передаточних функцій або диференціальних рівнянь.

Одним із найбільш поширених вимірювачів в системах управління рухомими об'єктами є акселерометр.

Динаміка акселерометра сильно залежить від умов його експлуатації. Умови роботи описаного приладу на рухомих об'єктах визначаються характеристикою зміни прискорення. Із літературних джерел відомо що зміна прискорення на таких об'єктах як автомобілі та різній сільськогосподарській техніці представляє собою стаціонарний випадковий процес.

Для визначення динамічних характеристик акселерометра при випадкових вхідних сигналах можна використати метод ідентифікації.

На сьогодні відомо багато методів ідентифікації динамічних моделей систем [3]. Є багато алгоритмів які так чи інакше вирішують основну задачу спектрального аналізу: оцінка спектральної щільності із тим щоб по отриманому результату судити про характер сигналу. Але кожний із цих методів має свою область застосування. Деякі методи можуть бути застосовані для обробки даних із швидко змінюєчимися параметрами за часом і спектром. Класичні методи мають широку область застосування, але програють авторегресійним за якістю оцінки. Їх головним недоліком є чутливість результату до похибок апаратури реєстрації. В даній роботі застосовано спектральний метод структурної ідентифікації обґрунтований в [4]. Цей метод малочутливий до власних шумів апаратури реєстрації та дозволяє з мінімальною дисперсією похибки в результаті обробки даних спостережень за входом та виходом об'єкта оцінити його передаточну функцію.

У відповідності з обраним методом методика ідентифікації пристрою складається з декількох етапів:

- аналіз технічних характеристик;
- вибір апаратури та складання структурної схеми;
- реєстрація сигналів на вході і виході;
- первинна обробка отриманих даних;
- спрощення оцінок спектральних щільностей та визначення шуканих $W_k(s)$ відповідно алгоритму з [4];
- аналіз якості ідентифікації.

Аналіз технічних характеристик та умов роботи акселерометра показав, що для наближення умов експерименту до реальних експлуатаційних потрібно в якості

джерела корисного сигналу використати пристрій імітацій прискорень – рисунок.1. Об'єкт досліджень і пристрій імітації прискорень підключений до ПЕОМ для реєстрації сигналів на вході і виході і подальшої обробки експериментальних даних.

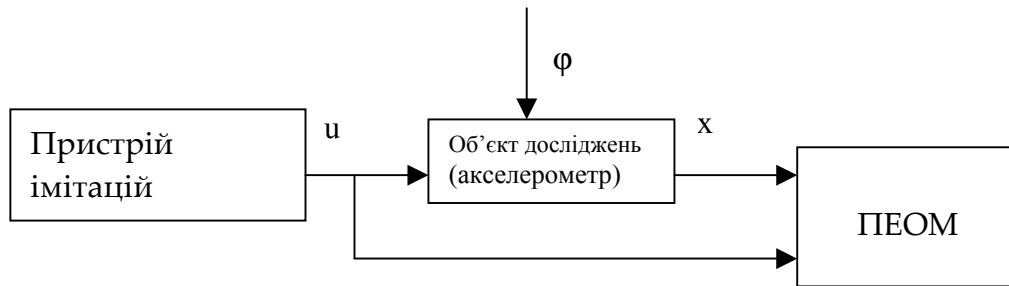


Рисунок 1 – структурна схема підключення акселерометра для ідентифікації

В результаті первинної обробки реалізацій вхідного $u(t)$ та вихідного $x(t)$ сигналів на основі алгоритму Блекмена-Тьюкі [5] знайдені спектральні щільності вхідного $S_{uu}(s)$, вихідного сигналів $S_{xx}(s)$ та взаємна спектральна щільність $S_{ux}(s)$ (рис. 2 – рис. 4) у вигляді :

$$S_{uu}(s) = \frac{0.265(s+2)}{(s+0.53)}; \quad (1)$$

$$S_{xx}(s) = \frac{-0.11588 \cdot (s+0.94)(s+2)(s-0.94)(s-2)}{(s+0.53)(s-0.53)(s^2+1.19s+0.7225) \cdot (s^2-1.19s+0.7225)}; \quad (2)$$

$$S_{ux}(s) = \frac{-0.00077763(s+0.94)(s+2)(s-0.94)(s-2)}{(s+0.53)(s^2+1.19s+0.7225) \cdot (s^2-1.19s+0.7225)}. \quad (3)$$

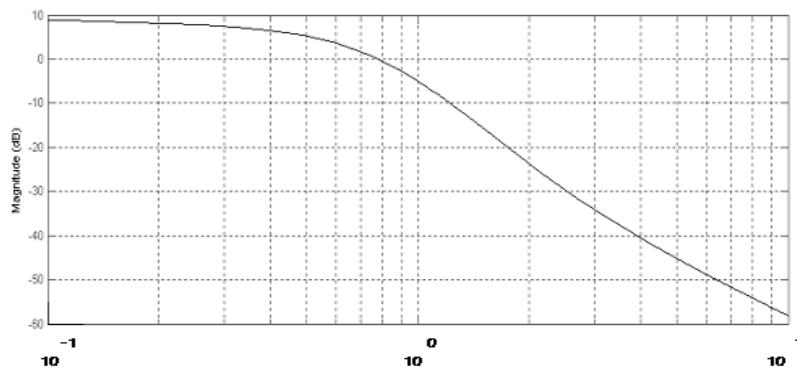


Рисунок 2 – Спектральна щільність вхідного сигналу

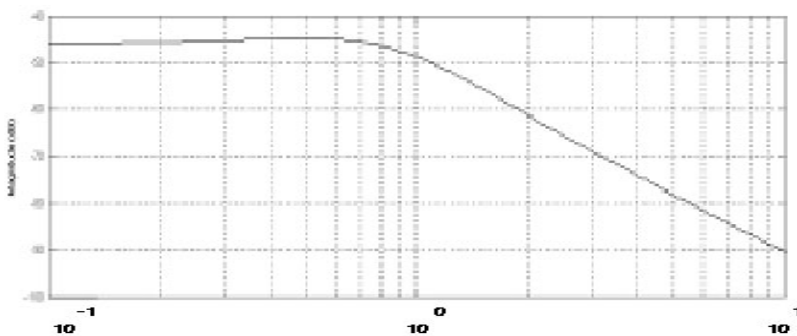


Рисунок 3 – спектральна щільність вихідного сигналу

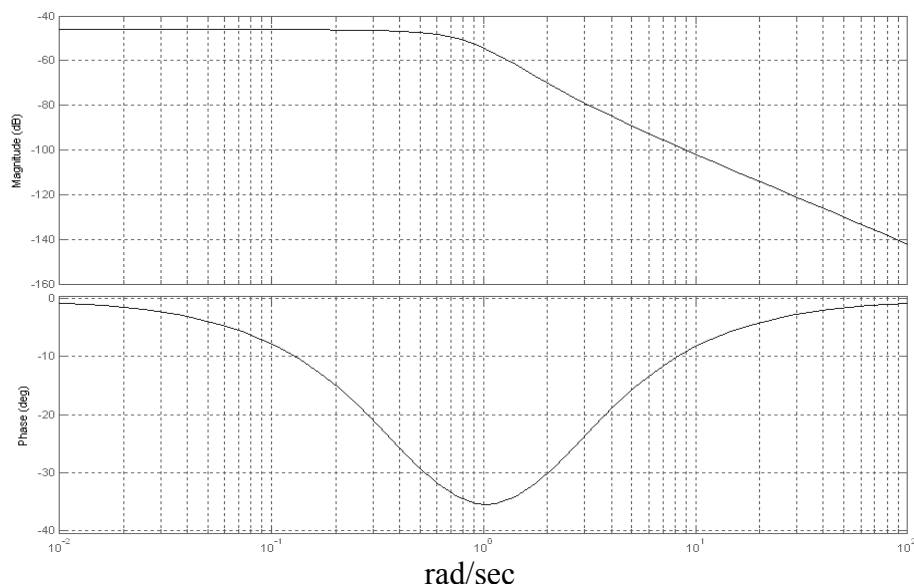


Рисунок 4 – Взаємна спектральна щільність

Введемо позначення:

$W_k(s)$ – передаточна функція акселерометра.

$See(s)$ - спектральна щільність похибки вимірювання акселерометра.

Структурна схема представлена на рис.5.

Якщо ми знайдемо W_k та $See(s)$ за знайденими спектральними щільностями (1-3) то буде розв'язана мета досліджень.

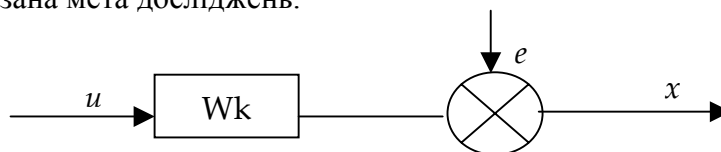


Рисунок 5 - структурна схема динамічної моделі.

Оснoву для пошуку $W_k(s)$ та $See(s)$ склав алгоритм, розроблений в [2,4], у відповідності з яким оптимальна матриця оцінок визначається як:

$$\Phi = [W_k, S_{ee+}] = R_0^{-1} (T_0 + T_+) \cdot D^{-1}; \quad (4)$$

де R_0 - результат факторизації [2] вагового коефіцієнта R ($R_0 = 1$);

D – результат факторизації блочної матриці S_{yy} , такий що

$$D \cdot D^* = S_{yy} = \begin{bmatrix} S_{uu} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (5)$$

$T_0 + T_+$ - стійка частина результату сепарації блочної дрібно – раціональної матриці

$$T = T_0 + T_+ + T_- = R_0 \cdot S_{yx} \cdot D^{-1}; \quad (6)$$

“*” – знак Ермітового спряження матриць [7];

S_{yx} – матриця взаємних спектральних щільностей:

$$S_{yx} = (S_{ux}, S_{\Delta x}); \quad (7)$$

$S_{\Delta x}$ – результат факторизації рівняння зв'язку

$$S_{x\Delta} \cdot S_{\Delta\Delta} \cdot S_{\Delta x} = S_{xx} - S_{xu} \cdot S_{uu}^{-1} \cdot S_{ux}; \quad (8)$$

$$S_{ee} = S_{ee-} \cdot S_{ee+}. \quad (9)$$

В результаті підстановки спектральних щільностей з (1)-(3) у алгоритм (5)-(8) визначені: передаточна функція акселерометра $W_k(s)$ у вигляді:

$$W_k(s) = \frac{0.265(s+2)}{(s+0.53)}, \quad (10)$$

та спектральна щільність похибок See має вигляд :

$$S_{ee} = \frac{\sigma^2}{\pi} \cdot |W_f|^2, \text{ де} \quad (11)$$

$$W_f = \frac{0.94(S+2) \cdot (S+1)}{0.38(1.88S+1) \cdot (1.38 \cdot S^2 + 1.64S+1)}; \quad (12)$$

$$\sigma = 0.3401, \text{ де}$$

σ - СКВ похибки акселерометра, W_f - передаточна функція формуючого фільтру.

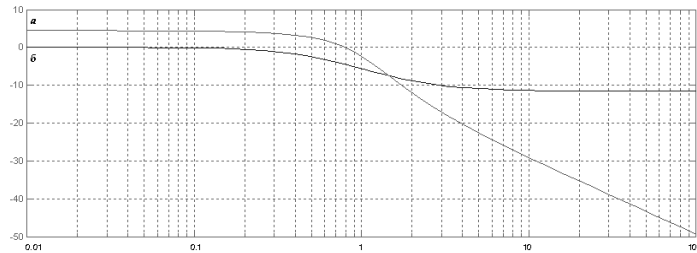


Рисунок 6 – АЧХ акселерометра (а) та АЧХ фільтру(б) який реалізує шум та спектральна щільність шуму акселерометра

Математичну модель об'єкта рис.7 представимо у вигляді лінійного диференційного рівняння:

$$P \cdot x = M \cdot u + \psi \quad (14)$$

де ψ - похибка вимірювання – стаціонарний випадковий процес з нульовим математичним очікуванням та спектральною щільністю $S_{\psi\psi}$

$$S_{\psi\psi} = \frac{\sigma^2}{\pi} \left| \frac{(s+2) \cdot (s+0.94)}{(s^2 + 1.19 \cdot s + 0.7225)} \right|^2, \quad (15)$$

x – вхідний сигнал; u – вихідний сигнал;

P, M – операторні поліноми.

$$P = s + 0.53; M = 0.265(s+2); S = d/dt$$

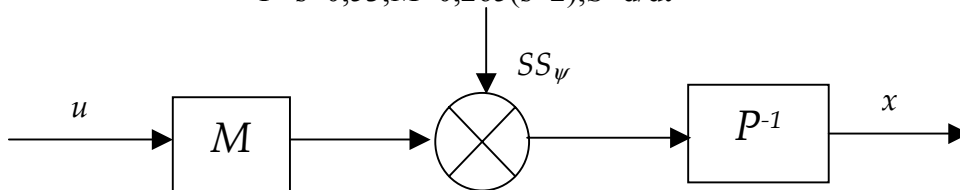


Рисунок 7 – структурна схема математичної моделі акселерометра

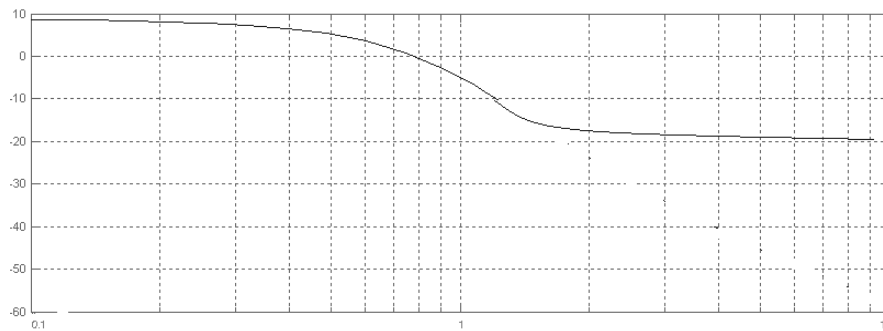


Рисунок 8 - Спектральна щільність неконтрольованого шуму акселерометра

Аналіз частотної характеристики акселерометра рис.6 показує що в діапазоні частот від 0 до 0.5 рад/с акселерометр еквівалентний пропорційній ланці із коефіцієнтом підсилення 14 дБ , в разі якщо коливання прискорення зосереджені в діапазоні від 1 рад/с до 2 рад/с, акселерометр являє собою інтегруючу ланку, сигнали на виході якої є пропорційні інтегралу від прискорення. Таким чином побудована модель динаміки акселерометра в разі якщо коливання вхідного сигналу зосереджені в смузі частот від 10^0 до 10^1 рад/с

Після перетворень отримуємо диференціальне рівняння:

$$\frac{dx}{dt} + 0.53 \cdot x = 0.265 \cdot \frac{du}{dt} + 0.534 + \Psi \quad (16)$$

де u – прискорення

x – вихідний сигнал.

Список літератури

1. Фельдбаум А.А Основы теории оптимальных автоматических систем. – М.: Наука, ФМ, 1966. – 623с.
2. Блохін Л.М., Буриченко М.Ю. Статична динаміка систем управління – К.:НАУ, 2003. – 208с.
3. Киричков В.Н Идентификация объектов систем управления технологическими процессами /Под ред.А.А. Краснопрошиной – К.:Техника, 1982. – 144с.
4. Блохин Л.Н. Оптимальные системы стабилизации – К.:Техника, 1982. – 144с.
5. Отнес Р.,Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов. – М.:Мир,1982.-428с.
6. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц. – М.:Наука,1988. –552с.

Статья посвященная разработке методики идентификации и оценивания передаточной функции маятникового акселерометра та спектральной плотности собственных шумов.

Clause devoted to development of a technique of identification that akcelerometr of transfer function that of spectral density of own noise.

Метод обеспечения защиты информации в автоматизированных системах управления противодействием временной атаке

Предложен метод обеспечения защиты информации в АСУ противодействием криптографической атаке, на основе замера времени выполнения операций, при формировании цифровой подписи в группе точек эллиптических кривых
цифровая подпись, эллиптические кривые, временная атака

На современном этапе развития информационных технологий, при работе с данными, циркулирующими в открытых сетях и системах, активно применяется цифровая подпись. Цифровые подписи, сформированные на основе применения аппарата эллиптических кривых, являются наиболее стойкими.

В [1-5] проведено исследование методов криптоанализа, определяющих стойкость цифровой подписи, основанной на преобразованиях в группе точек эллиптических кривых. Были определены две основных группы атак: атаки, основанные на анализе криптографических преобразований, и атаки, основанные на решении задачи нахождения дискретного логарифма. В первой группе одно из лидирующих мест занимает атака, основанная на замере времени выполнения операций при формировании цифровой подписи.

Целью данной статьи является разработка метода противостояния временной атаке на алгоритм формирования цифровой подписи.

Наиболее очевидный путь предотвращения атак временным анализом состоит в том, чтобы все действия занимали точно одно и то же время. Это часто бывает трудно. Создание программного обеспечения, особенно платформу-независимого, таким образом, чтобы оно выполнялось в фиксированное время, весьма трудно, потому что оптимизация компилятора, попадания в программный кэш, время выполнения инструкций и другие факторы могут внести неожиданные колебания во время исполнения. Если для задержки возвращаемых результатов до определенного времени используется таймер, то факторы типа "отклика системы" или энергопотребления могут служить признаками фактического окончания операции. Более того, реализации с фиксированным временем будут медленными; большинство оптимизаций не сможет быть использовано, так как все действия должны занимать время, исполнения самой медленной операции.

Другой подход состоит в том, чтобы сделать измерения времени настолько неточными, чтобы атака стала невыполнимой. Случайные задержки, добавленные к процессу, увеличат необходимое количество шифрованного текста для нападающего, но он сможет преодолеть это увеличением числа измерений. Требуемое число значений грубо оценивается как квадрат шума. К счастью, имеется и лучшее решение. Методы, используемые для скрытия подписей, могут быть приспособлены, чтобы предотвратить знание атакующего входных данных к модульной функции возведения в степень[1]. Следовательно, максимум того, что атакующий может узнать – общее распределение времени для действий умножения точки на число. Практически, эти распределения

близки к нормальным и 2^w экспонент нельзя различить. Однако специально разработанная функция умножения точки на число могла бы теоретически иметь распределение с острыми пиками, соответствующими битам экспоненты, и в этом случае скрывание, вероятно, не предотвратит временной анализ [2, 3].

Атаку можно трактовать как проблему распознавания сигналов [4]. "Сигнал" состоит из вариаций измерения времени для известных бит, "шум" - из погрешностей измерения времени и вариаций измерения времени для неизвестных бит. Свойства "сигнала" и "шума" определяют количество замеров времени, требуемых для атаки. Пусть получено j сообщений y_0, y_1, \dots, y_{j-1} и им соответствующие измерения времени T_0, T_1, \dots, T_{j-1} . Вероятность того, что предположение x_b для первых b бит правильно,

пропорциональна $P(x_b) \propto \prod_{i=0}^{j-1} F(T_i - t(y_i, x_b))$, где $t(y_i, x_b)$ - время, требуемое для первых b итераций цикла вычисления произведения точки на число (основная операция при формировании цифровой подписи [5]) с использованием бит x_b , F - ожидаемая функция распределения вероятности $T - t(y, x_b)$ по всем значениям y и правильному x_b . Т.к. F определена как распределение вероятности $T_i - t(y_i, x_b)$, если x_b правильно, то это - лучшая функция для предсказания $T_i - t(y_i, x_b)$. Измерения времени и промежуточные значения s могут использоваться для улучшения оценки F .

При правильном предположении для x_{b-1} имеются два возможных значения для x_b . Вероятность того, что x_b - является правильным, а x_b' - неправильным, может быть найдена следующим образом:

$$\frac{\prod_{i=0}^{j-1} F(T_i - t(y_i, x_b))}{\prod_{i=0}^{j-1} F(T_i - t(y_i, x_b)) + \prod_{i=0}^{j-1} F(T_i - t(y_i, x_b'))} \quad (1).$$

На практике эта формула не очень полезна, т.к. поиск F потребует слишком больших усилий. Однако возможно упростить временную атаку уходом от вычисления F . Каждое наблюдение времени состоит из $T = e + \sum_{i=0}^{w-1} t_i$, где t_i - время, требуемое для сложения бита i , а e включает ошибку измерения, время на инкремент цикла и т.п.

Имея предположение x_b , нападающий может вычислить $\sum_{i=0}^{b-1} t_i$ для каждого значения

y . Если x_b правильно, то, вычитая это время из T , получим $e + \sum_{i=0}^{w-1} t_i - \sum_{i=0}^{b-1} t_i = e + \sum_{i=b}^{w-1} t_i$.

Т.к. время модульного сложения не зависит друг от друга и от ошибки измерения, то дисперсия $e + \sum_{i=b}^{w-1} t_i$ по всем наблюдаемым значениям, будет равна $D(e) + (w-b)D(t)$.

Однако, если только первые $c < b$ бит угаданы правильно, ожидаемая дисперсия будет $D(e) + (w-b+2c)D(t)$. Итерации с правильными предположениями уменьшают ожидаемую дисперсию на $D(t)$, каждая итерация после неправильного предположения увеличивает дисперсию на $D(t)$. Вычислять дисперсии легко, и это обеспечивает хороший способ идентификации правильного бита.

Теперь возможно оценить число значений, требуемых для атаки. Предположим, что нападавший имеет j точных времен измерений и два предположения относительно

первых b бит w -битного значения, одно правильное и другое - неправильное с первой ошибкой в бите c . Для каждого предположения время измерения может быть сверено с $\sum_{i=0}^{b-1} t_i$. Если такая сверка имеет меньшую дисперсию, то это - правильное предположение.

Возможно аппроксимировать t_i с использованием независимых стандартных нормальных переменных. Если $D(e)$ незначительно, ожидаемая вероятность правильности предположения равна:

$$P\left(\sum_{i=0}^{j-1} (\sqrt{w-b}X_i + \sqrt{2(b-c)}Y_i)^2 > \sum_{i=0}^{j-1} (\sqrt{w-b}X_i)^2\right) = \\ = P\left(2\sqrt{2(b-c)(w-b)}\sum_{i=0}^{j-1} X_i Y_i + 2(b-c)\sum_{i=0}^{j-1} Y_i^2 > 0\right), \quad (2),$$

где X и Y - нормальные случайные переменные с законом $(0, 1)$. Т.к. j - относительно большое, $\sum_{i=0}^{j-1} Y_i^2 \approx j$ и $\sum_{i=0}^{j-1} X_i Y_i$ приблизительно нормальны с законом $(0, \sqrt{j})$.

Отсюда:

$$P\left(2\sqrt{2(b-c)(w-b)}(\sqrt{j}Z) + 2(b-c)j > 0\right) = P\left(Z > \frac{\sqrt{j(b-c)}}{\sqrt{2(w-c)}}\right) \quad (3),$$

где Z - стандартная нормальная случайной переменной. Интегрирование для нахождения вероятности правильного предположения дает $\Phi\left(\frac{\sqrt{j(b-c)}}{\sqrt{2(w-c)}}\right)$, где $\Phi(x)$ -

область под стандартной нормальной кривой от $-\infty$ до x . Требуемое число значений j , таким образом, пропорционально длине экспоненты w . Число измерений может быть уменьшено, если нападающий может выбирать такие входные данные, чтобы иметь экстремумы времени в тех битах экспоненты, которые его интересуют.

Большинство вариаций времени в модульном умножении обычно вызывает сокращение модульных операций. Умножение реализуемое алгоритмом Монтгомери устраняет необходимость сокращения $\bmod p$ и, в результате, имеет тенденцию уменьшать значимость временных характеристик. Однако некоторые вариации все же остаются. Если оставшийся "сигнал" не затмевается ошибками измерения, дисперсия в t_b и дисперсия $\sum_{i=b+1}^{w-1} t_i$ будут сокращены пропорционально и атака сработает. Однако, если ошибка измерения e большая, то требуемое число значений увеличится пропорционально $\frac{1}{D(t_i)}$.

Китайская теорема об остатках часто используется, чтобы оптимизировать операции при нахождении порядка эллиптической кривой. Эти шаги могут быть уязвимыми для временных атак. В некоторых случаях возможно улучшить атаку на цифровую подпись основанную на преобразованиях в группе точек эллиптической кривой с китайской теоремой об остатках, если использовать известный (не выбранный) зашифрованный текст, сокращая число требуемых сообщений. Сокращение модульных операций выполняется вычитанием нескольких модулей сразу, и вариации

времени, которые можно использовать, возникают за счет разного количества шагов "сравнения-вычитания". Временной анализ может быть использован для определения старших цифр p . Например, полный перебор по всем возможным значениям для старших двух цифр p (или более эффективные методы) может установить значение, для которого наблюдаемое время коррелирует наиболее близко с ожидаемым количеством действий вычитания. Как только одна цифра p будет найдена, измерения времени могут многократно использоваться, чтобы найти последующие цифры. Еще не известно, может ли быть приспособлен временной анализ, чтобы непосредственно нападать на умножение точки на число по модулю p и q , выполняемых с помощью китайской теоремы об остатках.

Предложенный в работе метод скрывания времени выполнения операций, позволяет эффективно противостоять временной атаке. Однако, даже используя скрывание, распределение будет отражать среднее время операции, что можно использовать, для нахождения хеммингского веса экспоненты. Если важна анонимность, то экспонента может быть умножена на случайную последовательность $\phi(n)$ перед каждым умножением точки на число. При этом необходимо убедиться, что процесс умножения не имеет временных характеристик, которые могут раскрыть $\phi(n)$. Такой метод может быть полезен и в предотвращении криптоатак, которые используют утечку информации в процессе умножения точки на число из-за электромагнитных излучений, колебаний в производительности системы, изменений в потреблении энергии и т.д., вплоть до изменения бит экспоненты в каждой операции.

Список литературы

1. M. Wiener, R. Zuccherato "Faster attacks on elliptic curve cryptosystem", Selected Areas in Cryptography // Lecture Notes in Computer Science, 1556 (1999), Springer-Verlag 252-266.
2. Joye M., and Quisquater J.-J. Hessian elliptic curves and side-channel attacks. In Cryptographic Hardware and Embedded Systems // CHES 2001 [Pre-]Proceedings (2001), C. K. Koc, D. Naccache, and C. Paar, Eds., pp. 412–420.
3. Kocher, P. C. Timing attacks on implementations of Diffie-Hellman, RSA, DSS, and other systems // Advances in Cryptology – CRYPTO '96 (1996), N. Koblitz, Ed., vol. 1109 of Lecture Notes in Computer Science, pp. 104-113.
4. Kocher P. C., Jaffe J., and Jun B. Differential power analysis // Advances in Cryptology – CRYPTO '99 (1999), M. Wiener, Ed., vol. 1666 of Lecture Notes in Computer Science, pp. 388-397.
5. Смирнов А.А. Метод противодействия атаке на реализацию цифровой подписи // Збірник наукових праць інституту проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова, вип 22, Київ: НАНУ, 2003, С. 188-192.

Запропоновано метод забезпечення захисту інформації в АСУ протидією атаці на основі виміру часу виконання операцій при формування цифрового підпису в групі точок еліптичних кривих

The method defense of information counteraction is offered cryptographic attack, on the basis gauging time of performance operations, at formation digital signature in group points of elliptic curves

Аппаратная реализация параллельного выполнения потоков в автоматизированной системе управления дозаторами

В статье изложен принцип построения аппаратной реализации параллельного выполнения потоков (threads) на базе микроконтроллеров общего назначения в автоматизированной системе управления дозаторами.

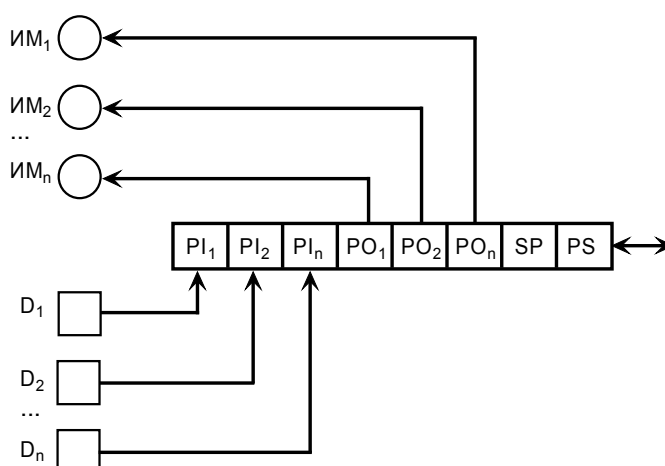
микропроцессорная техника, передача данных, системы управления, локальные сети

В настоящее время в системах автоматизированного управления технологическими процессами используются процессоры различной производительности. В частности, в системах управления дозаторами находят применения микроконтроллеры общего применения, имеющие относительно невысокие показатели производительности.

Как правило, архитектура системы управления является стандартной, то есть, центральный процессор выполняет все математические вычисления и выполняет управление периферийными устройствами. Основным недостатком такой архитектуры является последовательное выполнение процессов, каждый из которых реализуется соответствующим программным модулем. Отсюда следует, что выполнение следующего процесса не начнется, пока не завершится выполнение текущего процесса.

Проблема состоит в том, что такие системы, при определенных условиях, могут стать неэффективными, поскольку обработка медленнотекущего процесса занимает все процессорное время и система перестает выполнять функции управления объектом.

На рисунке 1 представлен пример последовательного выполнения процессов в стандартной реализации системы управления дозаторами.



$D_1..D_n$ – датчики, $ИМ_1..ИМ_n$ – исполнительные механизмы, $PI_1..PI_n$ – процессы обслуживания датчиков, $PO_1..PO_n$ – процессы обслуживания исполнительных механизмов, SP – сервисный процесс, PS – коммуникативный процесс

Рисунок 1 – Последовательное выполнение процессов в системе управления

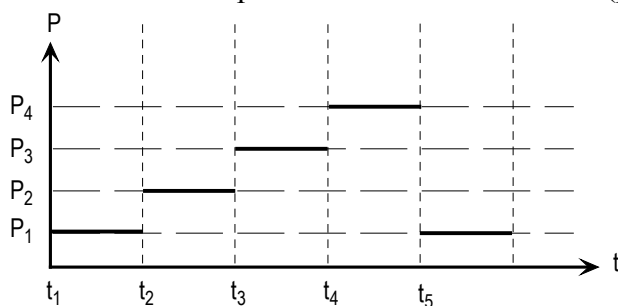
То есть, в каждый конкретный момент времени выполняется процесс 1 из N , в то время, как остальные процессы ожидают своей активизации в соответствии с заданным алгоритмом.

Частично проблема надежности системы решается путем реализации механизма прерываний, однако, многие процессы требуют непрерывной обработки, что значительно снижает общую эффективность и надежность системы управления.

Альтернативой механизму прерываний является использование потоков, функционирующих в рамках одной задачи [2]. В этом случае, каждому потоку выделяется фиксированный квант времени и ресурсы процессора в рамках контекста выполнения процесса. Реализация многопоточности требует наличия:

- операционной системы;
- мощного процессора;
- достаточного объема оперативной памяти для хранения контекстов выполнения параллельных потоков;
- среды выполнения многопоточных задач.

Одновременное выполнение нескольких потоков при наличии в системе одного процессора фактически не является их параллельным выполнением (рис. 2).



$P_1 \dots P_4$ – выполняемые потоки; $t_1 \dots t_5$ – моменты переключения потоков

Рисунок 2 – Выполнение потоков в среде выполнения

При использовании микроконтроллеров общего назначения ограниченные ресурсы микроконтроллера значительно затрудняют создание высокоэффективной системы управления на основе многопоточности.

Существующие процессоры потоковой обработки (Stream Processing Engines, SPE) специально разработаны для работы с потоковыми данными [3], но они имеют высокую стоимость и не применяются в компактных системах управления.

Решение проблемы создания системы управления на основе параллельного выполнения потоков заключается в использовании многопроцессорной архитектуры, сконфигурированной для параллельной обработки входных данных, параллельного управления исполнительными механизмами и параллельного выполнения сервисных и коммуникативных процессов.

В этой архитектуре каждый процессор выполняет только свой поток (процесс), поэтому имеет в своем распоряжении все ресурсы контроллера: процессорное время, оперативную память, таблицы констант и коэффициентов, то есть весь контекст выполнения процесса. Это значительно повышает общую скорость выполнения программы, поскольку операции с общей памятью существенно увеличивают задержки процесса [4].

Такая архитектура не требует специализированной операционной системы, является достаточно гибкой и перестраивается для выполнения различных задач. От степени сложности конкретной задачи зависит количество потоков выполнения, а следовательно, и количество микроконтроллеров в системе управления.

Проблема синхронизации параллельных потоков, возникающая при параллельной обработке, традиционно решается исполняющей средой путем использования семафоров. Эта проблема решается автоматически в микроконтроллерной системе, поскольку взаимодействие между микроконтроллерами осуществляется посредством высокоскоростной (до 1 Мбит/сек) последовательной шиной I²C, которая на аппаратном уровне осуществляет арбитраж доступа микроконтроллеров к общим ресурсам системы, что значительно упрощает архитектуру системы управления и ее практическую реализацию (рис. 3). Наличие шины I²C позволяет организовать бездресные асинхронные вычисления [1].

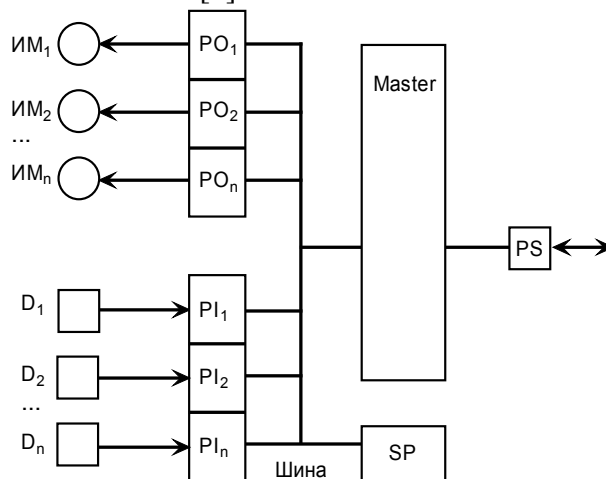
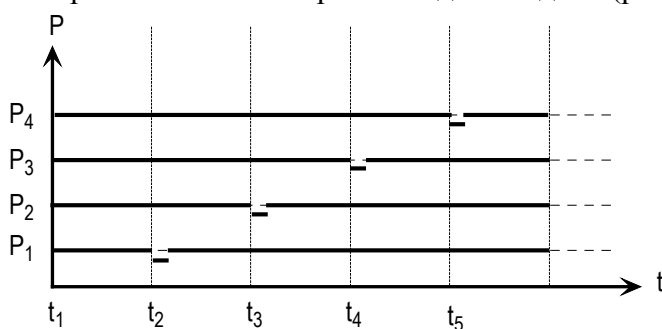


Рисунок 3 – Параллельное выполнение потоков в системе управления

Задачей контроллера Master является мониторинг параллельно работающих контроллеров, установка коэффициентов и параметров вычислений, принятие решений и взаимодействие с контроллером верхнего уровня.

При использовании параллельной архитектуры существенно возрастает скорость обработки входных данных и эффективность работы системы в целом за счет непрерывной параллельной работы потоков в рамках одной задачи (рис. 4).



$P_1 \dots P_4$ – выполняемые потоки; $t_1 \dots t_5$ – доступ потоков к общим данным

Рисунок 4 – Параллельная работа потоков в среде выполнения

Скорость работы системы в общем случае будет определяться количеством параллельных процессов (потоков) выполняющихся в системе. Предположим, что в управляющей программе доля операций, которые нужно выполнять последовательно, равна f , где $0 \leq f \leq 1$. Крайние случаи в значениях f соответствуют полностью параллельным ($f = 0$) и полностью последовательным ($f = 1$) управляющим программам.

Оценка ускорения работы системы с параллельной обработкой по сравнению с последовательной может быть получена на основании закона Амдала в соответствии с выражением (1):

$$S \leq \frac{1}{f + (1-f)/p}, \quad (1)$$

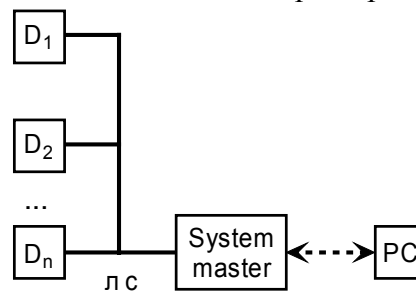
где S – ускорение работы системы;

p – количество процессоров;

f – количество параллельно выполняемых процессов.

Для построения системы управления для группы объектов целесообразно использовать аналогичную архитектуру. Различия в реализации касаются только подсистемы коммуникации объектов управления низкого уровня и Мастера системы.

Поскольку Мастер системы может находиться на большом удалении от низкоуровневых объектов (дозаторов), то вместо интерфейса I²C может быть использован CAN – интерфейс (Ethernet) или другая локальная сеть. Общая архитектура системы управления комплексом дозаторов представлена на рисунке 5.



$D_1..D_n$ – дозаторы, PC – компьютер пользователя

Рисунок 5 – Архитектура системы управления комплексом дозаторов

SystemMaster является основным процессором верхнего уровня. Он решает все задачи связанные с управлением всей системой в целом. Компьютер пользователя является опциональным компонентом и предназначен для визуализации состояния текущего процесса, задания начальных установок и проведения тестирования.

Таким образом, аппаратная реализация выполнения параллельных потоков на базе недорогих (\$3 .. \$5) микроконтроллеров позволяет существенно повысить качественные характеристики системы управления комплексом дозаторов.

Список литературы

1. В.Коржов. Асинхронные вычисления, или компьютер без процессора.- “Открытые системы”, № 6-1997.- 194с.
2. Таненбаум Э. Современные операционные системы. – Спб.: Питер, 2004. – 1040 с.
3. A. Arasu, B. Babcock, STREAM: The Stanford Stream Data Manager. In ACM SIGMOD Conference, June 2003.
4. M.Stonebraker, U.Getintemel, The 8 Requirements of Real-Time Stream Processing, SIGMOD Record, Vol. 34, No. 4, Dec. 2005

У статті викладений принцип побудови апаратної реалізації рівнобіжного виконання потоків (threads) на базі мікроконтролерів загального призначення в автоматизованій системі керування дозаторами.

In clause the principle construction of parallel performance hardware threads realization for the batchers automated control system on the basis general purpose microcontrollers with parallel processing is stated.

Дослідження параметрів вхідного потоку банківської автоматизованої системи управління

Стаття присвячена дослідженню параметрів вхідного потоку банківської автоматизованої системи управління за допомогою теорії масового обслуговування.

банківська АСУ, теорія масового обслуговування, потік Пуассона

У банківській справі, якщо мова йде про автоматизацію бухгалтерського обліку, необхідно забезпечити режим функціонування банківської автоматизованої системи управління (БАСУ) у реальному часі. У таких випадках особливо важлива наявність підтримки ухвалення швидкого рішення відповідальних операцій. Така підтримка може включати установку двох ЕОМ поруч у комп'ютерному залі (спиною до спини) для підтримки безперервних операцій у реальному часі, якщо одна з ЕОМ вийде з ладу на значний період часу. Друга ЕОМ може мати меншу потужність і може мати конфігурацію, яка забезпечує підтримку операцій у випадках, критичних для клієнта, хоча й у більш повільному часовому режимі й на більш низькому сервісному рівні. У цьому випадку, менша з ЕОМ може бути використана для розробки систем/програм і може включатися для розвантаження основної великої ЕОМ. Системи підтримки можуть передбачати також можливість установки додаткових ЕОМ в іншому місці з відповідними можливостями високошвидкісного зв'язку й перемикання між ними.

З цієї причини, при побудові в банку корпоративної мережі, однією зі складних технічних задач, які слід вирішувати розроблювачам, є задача побудови оптимальної обчислювальної структури як у розрізі надійності й швидкодії, так і в розрізі економічно ефективного використання. Дана задача вирішується шляхом аналізу й моделювання пропонованої структури обчислювальних засобів мережі з метою виявлення й запобігання появи вузьких місць у системі, оцінки поведінки черг і оптимального завантаження устаткування.

Розглянемо аналітичний підхід до оцінки ефективності роботи обчислювальних засобів БАСУ. Як метод рішення поставленої задачі доцільно використовувати методи теорії масового обслуговування (ТМО), як найбільш придатні для аналітичних розрахунків і імітаційного моделювання одночасно.

З погляду ТМО всю корпоративну мережу можна розглядати як багатофазну систему масового обслуговування (СМО). Далі представлена структурно-функціональна схема СМО, прийнята для аналітичних розрахунків. Відзначимо, що дана схема сильно спрощує дійсність, хоча дозволяє за допомогою аналітичних методів одержати деякі оцінки характеристик СМО. Більше наближену до реальної мережі схему СМО можна розглядати при імітаційному моделюванні. Тут же представлений певний рівень деталізації, що допускає аналітичні розрахунки.

Вхідним потоком у системі є потік заявок клієнтів банку на здійснення операцій по рахунках. Заявки послідовно проходять три етапи обробки в корпоративній мережі банку:

- первинна обробка й контроль у відділенні;
- передача по каналах зв'язку;
- обробка в БАСУ.

Заявки вводяться з робочих місць операціоністів, які розташовані у відділеннях банку. Робочі місця операціоніста крім функції введення реалізують функції першого етапу обробки, а саме: концентрація, первинний контроль і буферизація заявок, що вводяться. У силу помилковості або неповноти зазначених реквізитів частина заявок після первинного контролю відсівається (проріджування вхідного потоку), а заявки, що пройшли первинний контроль, надходять із відділення по каналах передачі даних на поштовий сервер, розташований у центральному офісі.

Другий етап обробки заявок у корпоративній мережі полягає в їхньому логічному контролі, здійснюваному на поштовому сервері. Тут також можливе відсівання частини заявок у силу їхньої логічної помилковості.

Заявки, що пройшли обробку на поштовому сервері, надходять на обробку в БАСУ. Тут реалізується третя, заключна фаза обробки заявок, після чого останні вертаються на робочі місця операціоністів, з якого були послані. Таким чином, завершується цикл трифазної обробки заявок.

Маємо трифазну СМО.

Першу фазу обслуговування становлять k паралельних систем типу $M|M|I$, на вхід кожної з яких надходить потік L_j ($j=1,...,k$), що є суперпозицією n_j , ($j=1,...,k$) незалежних потоків $L_{j_1},...,L_{j_{n_j}}$, ($j=1,...,k$). Потік L_{jr} , ($j=1,...,k, r=1,...,n_j$) надходить із r -го джерела заявок j -го каналу, незалежного від інших джерел [1]. Заявки стають у чергу Q_j , ($j=1,...,k$), з якої вибираються приладом B_j , ($j=1,...,k$) відповідно до принципу FIFO. Час обслуговування на приладі B_j розподілено експоненційно в загальному випадку з параметром m_j , ($j=1,...,k$), що підтверджується експериментальними даними. Вихідний потік приладу B_j незалежно проріджується з імовірністю q_j ($j=1,...,k$). Потік, отриманий у результаті проріджування, N_j , ($j=1,...,k$) надходить у другу фазу обслуговування на прилад C .

Вхідним потоком другої фази обслуговування, реалізованою системою $M|M|I$, є суперпозицією k незалежних потоків N_j , що є вихідними потоками першої фази обслуговування [2,4]. Із черги Q_c , у яку попадають заявки, вони вибираються приладом C . Час обслуговування на приладі C розподілене експоненційно з параметром m_c . Вихідний потік приладу C піддається незалежному проріджуванню з імовірністю q_c . Потік, отриманий у результаті незалежного проріджування, N_c є вихідним потоком другої фази й надходить на третю фазу обслуговування.

Третя фаза обслуговування реалізується системою типу $M|M|I$ (прилад D). Заявки надходять у чергу Q_D , з якої вибираються відповідно до принципу FIFO приладом D . Час обслуговування на приладі D розподілено експоненційно з параметром m . [1,3,5]

Пройшовши послідовно три фази обслуговування заявки залишають систему.

Слід зазначити, що вибір представленої схеми СМО обумовлений насамперед організаційно-функціональною структурою банків і тому досить точно для даного рівня деталізації відбиває всю організаційно-функціональну ієрархію системи кожного банку.

Як видно зі схеми СМО (рис. 1), перша фаза системи складається з k незалежно функціонуючих одноканальних СМО, що описують обробку інформації у фіксованому j -м відділенні (j – Вхідний потік L_j заявок j -ої системи ($j=1,...,k$) є суперпозицією n_j ($j=1,...,k$) незалежних потоків $L_{j_1},...,L_{j_{n_j}}$ ($j=1,...,k$), де джерелом заявок, що становлять L_{jr} потік заявок є робоче місце r каналу j (відділення) ($r=1,...,n_j, j=1,...,k$).

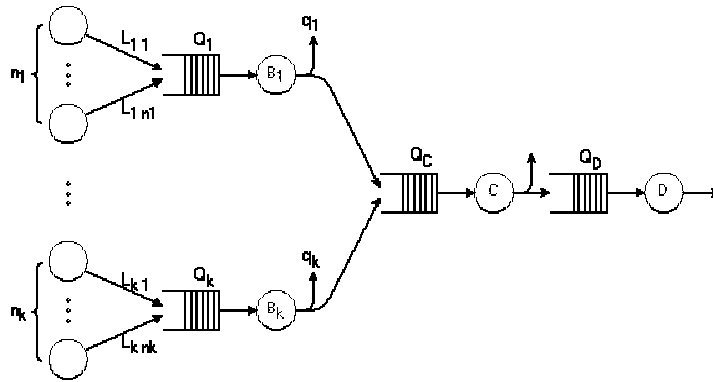


Рисунок 1 – Корпоративна мережа банку як система масового обслуговування

На підставі проведених досліджень із високим рівнем довіри (близько 97%) вхідний потік L_{jr} можна вважати нестационарним пуассонівським потоком з інтенсивністю $\lambda_{jr}(t)$ ($j=1, \dots, k$, $r=1, \dots, n_j$), що має якісний вид залежності від часу t , представлений на рис.2. Відзначимо, що інтенсивність надходження заявок $\lambda_{jr}(t)$ с r -го терміналу j -го відділення залежить від:

- дня тижня;
- досвіду конкретного оператора, що сидить за r -тим терміналом в j -му відділенні, тобто від номерів терміналу й відділення;
- місяця у кварталі;
- місяця в році.

Однак установлення точної залежності інтенсивності надходження заявок від всіх змінних не представляється поки можливим у силу недостатнього об'єму вибірки.

Відома наступна властивість пуассонівського потоку: суперпозиція незалежних пуассонівських процесів є також пуассонівським процесом із сумарною інтенсивністю. Вірно й зворотне твердження – якщо потік, що є суперпозицією незалежних потоків, є пуассонівським, то потоки, що складаються, також пуассонівські. У силу зазначеного вище властивості вхідним потоком заявок j -ї системи, що надходять на обслуговування на прилад B_j ($j=1, \dots, k$), $L_j = L_{j1} + \dots + L_{jn_j}$ – є нестационарний потік з пуассонівським розподілом і інтенсивністю:

$$\lambda_j(t) = \sum_{r=1}^{n_j} \lambda_{jr}(t), \quad j=1, \dots, k. \quad (1)$$

Нагадаємо основні властивості нестационарного пуассонівського потоку з безперервною інтенсивністю $\lambda(t)$:

1. імовірність надходження заявки потоку в інтервалі $(t, t+h)$ дорівнює $\lambda(t) \cdot h + o(h)$, $h \rightarrow 0$;
2. імовірність надходження двох і більше заявок в інтервалі $(t, t+h)$ дорівнює $o(h)$, $h \rightarrow 0$;
3. нехай $t_0 \geq 0$, а $(t_0 + t_1)$ момент надходження першої після t_0 заявки потоку, тоді:

$$P\{t_1 < x\} = 1 - \exp\left\{-\int_{t_0}^{t_0+x} \lambda(t) dt\right\}, \quad x \geq 0. \quad (2)$$

4. для будь-якого $n \geq 1$ і будь-яких непересічних інтервалів $\Delta_1, \dots, \Delta_n$ випадкові величини h_1, \dots, h_n , де h_i – число заявок потоку, що надійшли в інтервалі Δ_i ($1 \leq i \leq n$) – незалежні пуассонівські випадкові величини, причому:

$$P\{\eta_i = k_i, i = 1, \dots, n\} = \prod_{i=1}^n e^{-\Lambda_i} \times \frac{\Lambda_i^{k_i}}{k_i!}, \quad k_i \geq 0, \quad (3)$$

де

$$\Lambda_i = \int_{\Delta_i} \lambda(t) dt. \quad (4)$$

Функція $\Lambda(t) = \int_0^t \lambda(u) du$ називається провідною функцією нестационарного пуассонівського потоку.

Середнє число заявок потоку в інтервалі $[T_1, T_2]$ ($T_1 < T_2$) визначається в такий спосіб:

$$ML(T_1, T_2) = \sum_{k=1}^{\infty} k P\{L(T_1, T_2) = k\} = \sum_{k=1}^{\infty} k e^{[\Lambda(T_2) - \Lambda(T_1)]} \frac{[\Lambda(T_2) - \Lambda(T_1)]^k}{k!} = \Lambda(T_2) - \Lambda(T_1). \quad (5)$$

Зокрема

$$ML(0, T) = \Lambda(T). \quad (6)$$

Вихідними даними для аналітичної й імітаційної моделі є залежності й характеристики, отримані в результаті обробки експериментальних вимірів функціонуючої в цей час системи "клієнт-банк". У результаті статистичного аналізу протоколів отримана залежність інтенсивності надходження заявок $\lambda(t)$ на вхід системи, зображена на рис. 2, що представляє собою інтенсивність сумарного потоку. Крива на рис. 2 отримана в результаті апроксимації даних табл. 1. Інтенсивність потоку L_j ($j=1, \dots, k$) виходить з сумарної інтенсивності шляхом розкладання останньої на число відділень k , у даному випадку прийняте рівним 60, у силу властивості пуассонівського потоку. Аналогічним образом виходить і інтенсивність надходження заявок з терміналу $\lambda_{jr}(t)$, з огляду на те, що середнє число робочих місць операторів у відділенні дорівнює чотирьом. Результати обробки наведені в табл. 1. Для зручності розрахунків і моделювання введено поняття модельного часу. Початок роботи системи, рівний 8.30 ранку, приймається за 0 годин модельного часу.

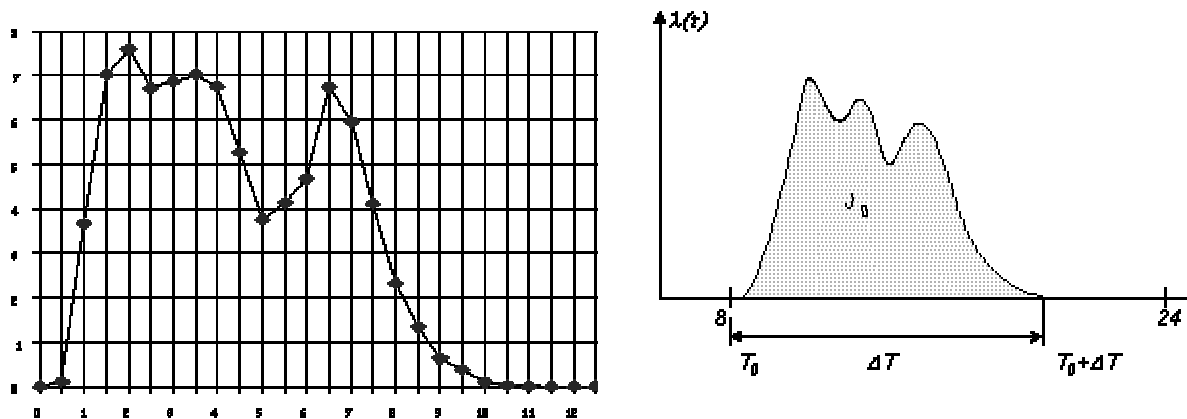


Рисунок 2 – Залежність інтенсивності вхідного потоку $\lambda(t)$ від часу робочого дня t

Слід зазначити, що наведені тут цифри є усередненими як по відділеннях, так і за порою року, номером робочого місця й т.д. Насправді ж інтенсивність введення заявок з різних робочих місць можуть сильно відрізнятись. Це обумовлено насамперед кваліфікацією конкретного оператора, що сидить за робочим місцем. Оператори з більшим досвідом і стажем роботи здатні досягти швидкості введення до 10 знаків/сек і

більше, що тоді як починає оператор уводить зі швидкістю 2-3 знаки/сек і менш. Однак середня швидкість введення по численних дослідженнях цього питання становить 3-5 знаків/сек. Приймавши середню довжину заявки рівної 60 знакам, а швидкість введення 3 знаки/сек, одержуємо інтенсивність введення рівну 0.05 сек^{-1} , що є верхньою оцінкою інтенсивності надходження заявок з одного робочого місця й добре погодиться з експериментальними даними.

Таблиця 1 – Результати обробки експериментальних даних

t_p	$t_{мч}$	$\lambda(t)$, сек ⁻¹	$\lambda_j(t)$, сек ⁻¹	$\lambda_{jr}(t)$, сек ⁻¹	t_p	$t_{мч}$	$\lambda(t)$, сек ⁻¹	$\lambda_j(t)$, сек ⁻¹	$\lambda_{jr}(t)$, сек ⁻¹
8:30	0	0.0	0.0	0.0	15:30	7	5.955	0.099	0.0248
9:00		0.099	0.002	0.0005	16:00		4.119	0.069	0.0173
9:30	1	3.665	0.061	0.0153	16:30	8	2.328	0.039	0.0098
10:00		7.032	0.117	0.0293	17:00		1.337	0.022	0.0055
10:30	2	7.583	0.126	0.0315	17:30	9	0.628	0.011	0.0028
11:00		6.627	0.110	0.0275	18:00		0.371	0.006	0.0015
11:30	3	6.869	0.115	0.0287	18:30	10	0.093	0.002	0.0005
12:00		7.034	0.117	0.0293	19:00		0.021	0.003	0.000075
12:30	4	6.760	0.113	0.0283	19:30	11	0.007	0.0001	0.000044
13:00		5.266	0.088	0.0220	20:00		0.002	0.00004	0.000010
13:30	5	3.762	0.063	0.0157	20:30	12	0.003	0.00005	0.000013
14:00		4.131	0.069	0.0173	21:00		0.0	0.0	0.0
14:30	6	4.673	0.078	0.0195	21:30	>13	0.0	0.0	0.0
15:00		6.732	0.112	0.0280					

Крім того, інтенсивність міняється й від дня тижня. Так, понеділок є день максимальних інтенсивностей введення за тиждень, а середа - мінімальних. До кінця тижня інтенсивність вхідного потоку знову зростає. Якісна зміна середньої інтенсивності від дня тижня наведено на рис. 3. Інтенсивність також залежить і від дня в році. Наприкінці місяця, кварталу, року вона збільшується в порівнянні з іншими періодами.

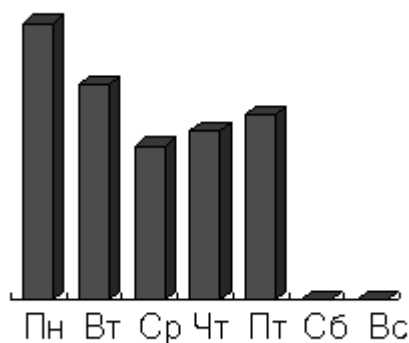


Рисунок 3 – Зміна інтенсивності вхідного потоку по днях тижня

Отже, інтенсивність вхідного потоку може мінятися в широких межах, залишаючись при цьому в тих же часових інтервалах, тобто ми маємо сімейства залежностей $l_{jr}(t)$, яких можна одержати шляхом деформації вихідного графіка по осі OY . Таким чином, множачи вихідну залежність $l_{jr}(t)$ на деякий коефіцієнт C ми будемо одержувати інші залежності інтенсивності надходження заявок від часу дня, тим самим

відбиваючи залежність від конкретного робочого місця, дня тижня й т.п. Даний прийом може бути застосований в імітаційній моделі.

Відзначимо один важливий факт, отриманий при аналізі експериментальних даних по вхідному потоці. Площа під кривою залежності інтенсивності надходження заявок від часу дня $l(t)$ можна розглядати роботу, що як привноситься. Так, якщо покласти роботу, що відповідає обробці однієї заявки, рівній одній одиниці роботи, то прихід n заявок означає збільшення обсягу робіт, що підлягають виконанню, на n одиниць роботи. Виходячи із цього припущення, площа під кривою $l(t)$, рівна середньому числу заявок, що надійшли, еквівалентна відповідному обсягу робіт. Позначимо площу під кривою як:

$$\int_0^{24} \lambda(u) du = J_0, \quad (7)$$

де J_0 - математичне очікування середнього числа заявок, що надійшли за робочий день.

Відзначимо, що в існуючій системі прийом заявок припиняється через 7 годин після початку роботи. Позначимо початок робочого дня через $T_0 = 8:30$, а час роботи через $T = 7$ ч. Безпосередні обчислення показують, що:

$$\int_{T_0}^{T_0+T} \lambda(u) du = 0,99 J_0. \quad (8)$$

Це означає, що до обслуговування в результаті припинення прийому заявок наприкінці робочого дня не буде прийнято в середньому тільки 1% заявок.

Наведені в даній статті результати є необхідним кроком в ухваленні рішення щодо складу й структури обчислювальних засобів при побудові корпоративної мережі банку. Без знання характеристик вхідного потоку заявок неможливе проведення в наступного повноцінного аналізу проектованої банківської системи.

Список літератури

1. Зинкин С. А. Методы составления и описания имитационных моделей вычислительных систем и устройств: Учебное пособие. - Пенза: Пенз. политехн. ин-т, 1988. - 85 с.
2. Ларионов А. М., Майоров С. А., Новиков Г. И. Вычислительные комплексы, системы и сети: Учебник для вузов. - Л.: Энергоатомиздат, 1987. - 288 с.
3. Зинкин С. А. Проектирование архитектуры децентрализованных вычислительных комплексов: Учебное пособие. - Пенза: Пенз. политехн. ин-т, 1985. - 69 с.
4. Хорошевский В. Г. Инженерный анализ функционирования вычислительных машин и систем. - М.: Радио и связь, 1987. - 256 с.
5. В. Н. Дубинин, С. А. Зинкин. Проектирование вычислительных систем и сетей на основе сетевых формализмов. В 2-х частях. Книга 1: Сетевые технологии проектирования и реализации распределенных вычислительных систем на программно-аппаратных платформах локальных и глобальных сетей Ethernet/Internet. - Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 1998. - 322 с.

Стаття посвящена исследованию параметров входного потока банковской автоматизированной системы управления с помощью теории массового обслуживания.

The article is devoted to research parameters an entrance stream of the bank automated control system with help the theory of mass service.

Адаптивный последовательный связной интерфейс для микроконтроллерной системы управления дозаторами

В статье изложена реализация адаптивного связного интерфейса в микроконтроллерных системах управления при использовании линии связи с изменяющимися параметрами.

микропроцессорная техника, передача данных, системы управления, локальные сети

В настоящее время для передачи данных в микроконтроллерных системах используются последовательные интерфейсы RS-232, RS-485, SPI, I2C, 1-Wire и другие. Задачей интерфейса является достоверная передача данных от одного контроллера к другому. Интерфейс может функционировать при условии соблюдения требований и спецификаций, определяемых стандартом для каждого интерфейса.

Основными параметрами, влияющими на работу интерфейса являются:

- максимальная длина линии связи;
- максимальное активное сопротивление линии связи;
- максимальная емкость линии связи;
- максимальная активная нагрузка (количество подключенных устройств).

Стабильность работы интерфейса гарантируется при условии соблюдения всех требований. Однако, на практике часто встречаются ситуации, когда изменение одного параметра влечет за собой изменение других параметров и работа интерфейса становится нестабильной (ошибки при передаче данных). Например, при увеличении длины линии связи увеличивается общее сопротивление и емкость линии, что неизбежно приводит к необходимости снижения скорости передачи данных и производительности интерфейса.

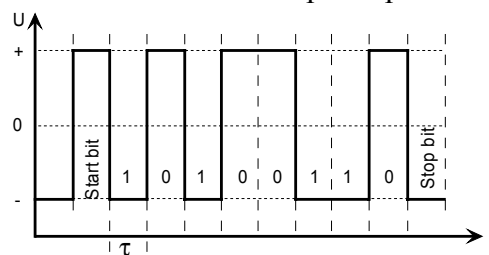
Проблема состоит в том, что последовательные интерфейсы RS-232 и RS-485 имеют фиксированные значения частот, на которых осуществляется передача данных от передатчика к приемнику. Значения этих частот обычно кратны 2. То есть, если параметры линии связи меняются на 10% в неблагоприятную сторону, то для устойчивой работы интерфейса необходимо снизить частоту обмена данными вдвое.

Поскольку параметры линии связи могут изменяться со временем, или в связи с изменением условий эксплуатации (погодные условия, температура окружающей среды, переменная активная нагрузка и т.д.), то для обеспечения устойчивой работы интерфейса скорость передачи данных далеко не всегда выбирается оптимальной.

Решением проблемы является адаптивное изменение скорости передачи данных для каждой конкретной линии связи в конкретных условиях эксплуатации. Однако, при существующих стандартах на скорость передачи данных по интерфейсу, скорость может изменяться дискретно минимум в два раза, что не позволяет эффективно реализовать механизм адаптивности для системы передачи данных.

Например, байт данных 65H, передаваемый по интерфейсу RS-232 имеет формат, представленный на рис. 1. Длительность каждого бита в байте фиксирована и технологический запас изменения длительности бита составляет не более 10%. Поэтому использование интерфейсов с фиксированными значениями частот обмена

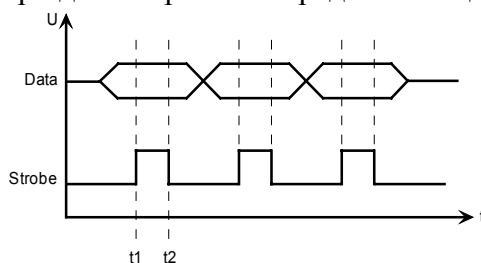
данными не является решением задачи адаптивности интерфейса к условиям эксплуатации, в которых происходит изменение параметров линии связи.



τ – длительность битового интервала

Рисунок 1 – Передача байта данных по последовательному интерфейсу RS-232

Более гибкими являются интерфейсы, в которых данные стробируются импульсом синхронизации (рис. 2). К таким интерфейсам относятся I2C и SPI. При использовании этих интерфейсов скорость передачи данных может изменяться в широких пределах без потери достоверности передаваемых данных.



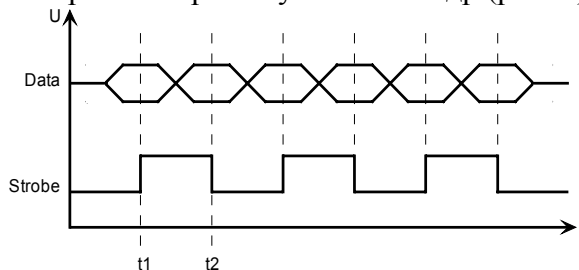
t_1 – активный фронт, t_2 – пассивный фронт

Рисунок 2 – Передача данных по последовательному интерфейсу со стробированием

Тем не менее, максимальная производительность интерфейса для конкретного микроконтроллера ограничивается быстродействием логики обработки поступающих данных, а именно: данные считаются достоверными в момент поступления активного фронта импульса синхронизации. Следующий активный фронт будет фиксироваться только после того, как будет обнаружен пассивный фронт синхроимпульса.

То есть, при обмене данными по интерфейсу со стробированием, микроконтроллер выполняет операции идентификации активного и пассивного фронта синхроимпульса, что влечет за собой значительное снижение максимально возможной производительности последовательного интерфейса.

Для системы управления дозаторами был разработан последовательный интерфейс со стробированием, в котором активными являются передний и задний фронт синхроимпульса. Форма синхроимпульса - меандр (рис. 3).



t_1 – активный фронт, t_2 – активный фронт

Рисунок 3 – Стробирование данных синхроимпульсом с двумя активными фронтами

При использовании такого интерфейса микроконтроллеру не требуется выполнять лишних операций для идентификации пассивного фронта синхроимпульса.

Скорость передачи данных по такому интерфейсу увеличивается в два раза по сравнению с типовыми интерфейсами со стробированием (I2C, SPI) и определяется выражением (1):

$$S_{byte} = \frac{T}{\sum_{i=1}^8 \left(\frac{F_m K}{n} \right)^i}, \quad (1)$$

где S_{byte} – скорость передачи байта данных;

T – период измерения = 1 сек.;

F_m – тактовая частота микроконтроллера;

K – количество команд в процедуре приема бита i ;

n – количество тактов, за которое выполняется одна команда микроконтроллера;

i – количество битов.

Сравнительные испытания быстродействия интерфейсов RS-232, I2C и разработанного интерфейса показали его значительное преимущество.

Все интерфейсы были реализованы программно на микроконтроллере PIC16F84A с тактовой частотой 4 МГц. Длина линии связи составляла 200 м.

Максимальная скорость передачи данных по интерфейсу RS-232 составила около 1 Кб/сек. (9,6 кБод).

Максимальная скорость передачи данных по интерфейсу I2C составила около 1,2 Кб/сек. (около 11 кГц). В данном интерфейсе учитывались только скоростные параметры интерфейса без учета задержек протокола.

Разработанный интерфейс показал максимальную скорость передачи данных в 3,1 Кб/сек. (25 кГц). Длительность импульса данных и синхроимпульса составляла 40 мкс. Адаптивность интерфейса реализована на основе разработанного протокола обмена данными, в систему команд которого включена команда проверки максимальной скорости обмена данными в моменты времени, когда отсутствует обмен данными между микроконтроллерами. Определение максимальной скорости передачи данных осуществляется в соответствии со следующим алгоритмом:

- передача и прием тестовой последовательности данных с линейным увеличением скорости передачи;
- при возникновении ошибки скорость передачи фиксируется на уровне минус 10% от скорости, на которой зафиксированы ошибки передачи.

Данный интерфейс позволяет эффективно реализовывать адаптивные системы обмена данными в различных системах управления технологическими процессами, в которых эксплуатационные характеристики линии связи изменяются под влиянием окружающей среды и других неблагоприятных факторов.

Список литературы

1. Блэк Ю. Сети ЭВМ: протоколы, стандарты, интерфейсы. - М.: Мир 1990. - 506 с.
2. Скляр Б. Цифровая связь. – М.: Издательский дом “Вильямс”, 2003. – 1104 с.
3. Proakis J.G. Digital Communications. – New York.: McGraw-Hill Book Company, 1983. – 624 с.
4. Microchip Technology Incorporation. 18-Pin Flash/EEPROM 8-Bit Microcontrollers. Data Sheet. USA 1999г.

У статті викладена реалізація адаптивного зв'язного інтерфейсу в мікроконтролерних системах керування при використанні лінії зв'язку з параметрами, що змінюються.

In clause the realization of the adaptive serial interface for microcontroller's control systems with using the communication line with varied parameters is stated .

Автоматизація контролю та оптимального регулювання двигунів внутрішнього згоряння по рівню газового забруднення

В статті показано необхідність створення і вдосконалення автоматизованих систем в технології контролю і оптимального регулювання двигунів внутрішнього згоряння по рівню газового забруднення. Запропонована система, в якій вперше використовується новий тип первинного перетворювача – резонатор багатомодового лазера.

двигун внутрішнього згоряння, технологія регулювання, відпрацьовані гази, автоматизована система, паливовітряна суміш, технічний об'єкт управління, резонатор багатомодового лазера, спектр генерації

Автомобільний транспорт є основним джерелом (до 90%)[1] викидів, зокрема канцерогенних, речовин у місцях найбільшої концентрації людей і причиною несприятливого стану довкілля в багатьох містах України. У 2004 році викиди автомобільного транспорту в атмосферу становили більш ніж 2 млн. тонн шкідливих речовин. Наслідком цього є погіршення стану здоров'я населення та значні економічні збитки країни, що можуть бути оцінені на рівні 8 млрд. гривень щорічно. За даними ВОЗ, близько 80% зазначених збитків безпосередньо пов'язані зі здоров'ям людей, хворобами та втратою працездатності.

Постановою Верховної Ради України за №188/98-ВР «Про основні напрямки державної Політики України у галузі охорони довкілля, використання природних ресурсів та забезпечення екологічної безпеки» ще в 1998 році екологічну ситуацію в Україні було визнано кризовою.

Усвідомлення світовою спільнотою екологічних проблем призвело до того, що на початку 21-го століття у більшості розвинених країн світу введено жорсткі екологічні вимоги до дорожніх транспортних засобів (ДТЗ). Країни ЄС, США та Японія за останні роки різко знизили допустимі рівні викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах (ВГ) автомобільних двигунів. У країнах ЄС з 01. 01. 2005 р. запроваджено рівень «Євро-4». У США та Японії введено аналогічні норми. Китай ввів вимоги рівня «Євро-2».

У 2004 році було розроблено проект Закону України «Про запровадження в Україні міжнародних екологічних вимог до автомобілів» №5486 від 11.05. 2004 р. [2], відповідно з яким в Україні мають бути запроваджені екологічні вимоги «Євро-2» до нових легкових автомобілів та легкових автомобілів, що були у користування та ввозяться в Україну.

Слід звернути увагу на те, що розвинені країни світу не тільки зменшують норми викидів шкідливих речовин, але й постійно вдосконалюють (роблять більш жорсткими) самі процедури їх визначення (випробування), що комплексно охоплюють усі аспекти функціонування автомобіля: оцінюють та нормують за складними випробувальними процедурами не лише викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах під час руху автомобіля, але й випаровування вуглеводнів з паливної системи автомобіля; ускладнюють умови випробувань, наприклад, запровадженням циклу випробувань з «холодним стартом» (відсутній попередній прогрів двигуна) та

випробуванням ДТЗ, який разом із стендом перебуває у кліматичній камері при температурі -7° ; введені обов'язкові вимоги щодо комп'ютерних систем бортової діагностики ДТЗ і передбачено відповідний комплекс заходів щодо підтримання високого екологічного рівня систем ДТЗ протягом усього строку експлуатації.

Виходячи з вимог до рівня шкідливих речовин в відпрацьованих газах двигуна, основною задачею є створення та вдосконалення автоматизованої системи контролю та регулювання рівня газових викидів автомобілів, яка базується на використанні нового покоління газоаналізаторів, розроблених на чисто фізичних принципах і яка не потребує використання будь-яких реактивів, створення досконалої апаратури, яка забезпечує можливість автоматизації технологічних процесів контролю за дотриманням вимог до ДТЗ, дозволить ефективно знижувати токсичність і підвищувати паливну економічність двигунів внутрішнього згоряння, відповідно до вимог ЄС.

Основні вимоги до систем автоматичного управління: управління складним циклом функціонування технологічного об'єкту; висока мобільність; точність при високій надійності в роботі; простота конструкції і низька собівартість; дистанційність в управлінні; можливість саморегулювання в процесі управління [3].

У даний час для живлення автомобільних двигунів найбільш широко використовуються рідке та газове палива, основними складовими яких є вуглеводні. В процесі згоряння утворюються як нетоксичні (водяна пара, вуглекислий газ), так і токсичні речовини - CO , C_nH_m і NO_x [4]. Використовуваний в двигунах спосіб сумішеутворення і запалювання паливоповітряної суміші значно впливає на кількість і склад шкідливих викидів. Однією з характеристик складу паливоповітряної суміші є коефіцієнт надлишку повітря α – це відношення кількості повітря, що фактично бере участь у згорянні, до кількості повітря, теоретично необхідної для повного згоряння палива. Якщо $\alpha > 1$, то паливо повітряна суміш бідна, $\alpha = 1$ – стехіометрична, $\alpha < 1$ – багата.

До експлуатаційних факторів, які мають значний вплив на токсичність двигунів, належать склад паливоповітряної суміші, навантаження двигуна, частота обертання, кут випередження запалювання або вприскування палива. Однією з основних причин викидів CO і C_nH_m двигунами з іскровим запалюванням є використання збагаченої паливоповітряної суміші на більшості режимів роботи. Тому основним напрямком удосконалення бензинових і газових двигунів є розробка заходів щодо забезпечення їх стійкої роботи на збіднених паливоповітряних сумішах.

Побудова системи управління технологічним процесом регулювання двигуна повинна забезпечити зміну рівня газоподібних викидів CO і C_nH_m .

Технологічний процес регулювання двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) для зниження концентрації CO , C_nH_m і NO_x передбачає реалізацію наступних регулюючих дій:

- зміна складу паливоповітряної суміші, регулюванням положення дросельної заслінки;
- регулювання кута випередження запалювання або вприскування палива.

Виходячи з поставленої проблеми, може бути сформульована задача розробки автоматизованої системи управління, яка формує значення необхідного рівня концентрації домішок відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згоряння, і підсистеми інтелектуальної підтримки прийняття рішень при умові невизначеності з обчислювальним комплексом, який виконує інформаційні функції і функції інтелектуальної підтримки прийняття рішень при управлінні. Спрощена структурна схема такої АСУТП представлена на рис.1.

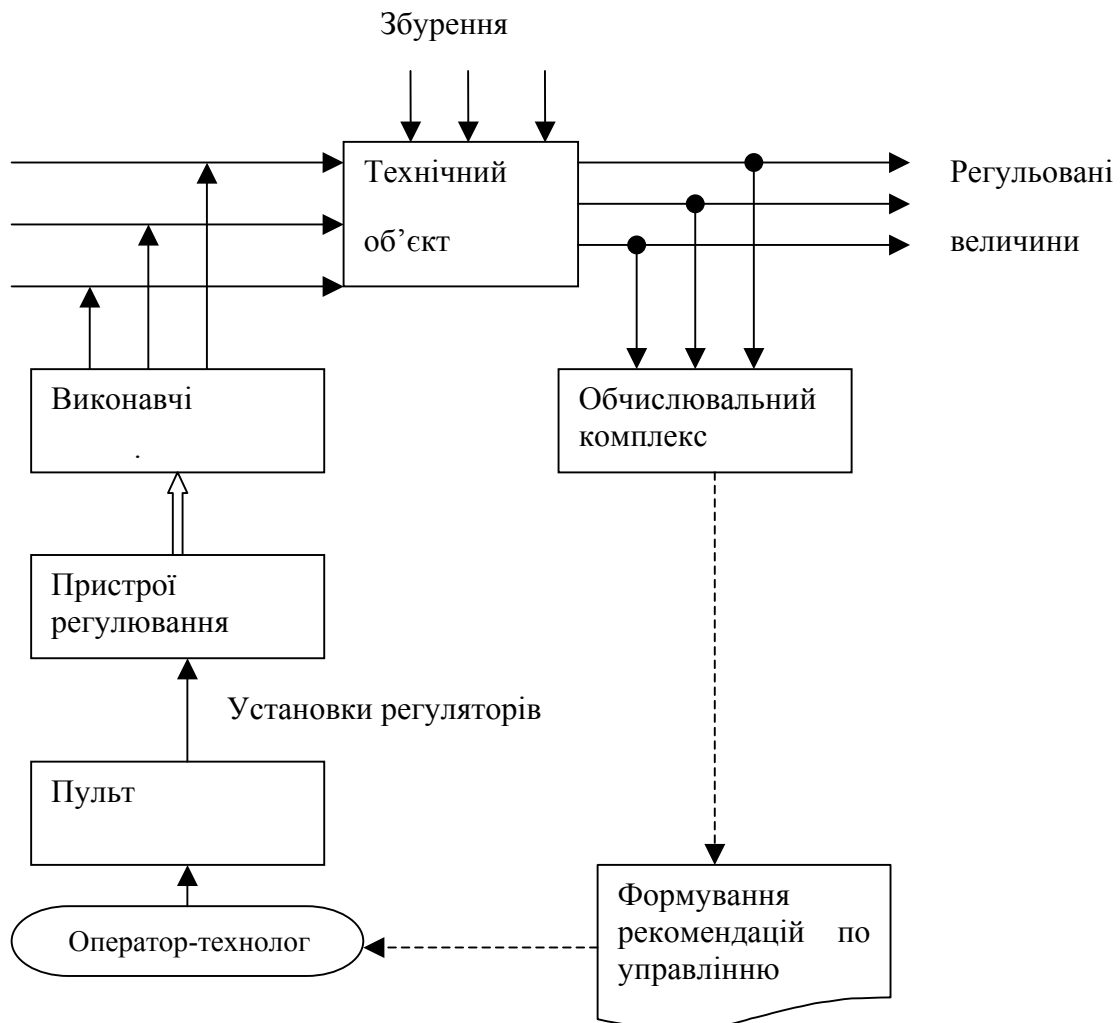


Рисунок 1 – Структурна схема АСУТП з обчислювальним комплексом, який виконує інформаційні функції і функції інтелектуальної підтримки прийняття рішень при управлінні

Регулююча дія на технічний об'єкт управління (ТОУ) – двигун внутрішнього згоряння забезпечує створення в камері згоряння нерівномірного складу паливоповітряної суміші - збагаченої в зоні свічки, що призводить до надійного спалахнення збідненої суміші. До регулюючих входних координат ТОУ відносяться: кількість поступаючого повітря, кількість паливоповітряної суміші, кут випередження запалювання.

Завдання значень регулюємих параметрів, які підтримують режим технологічного процесу регулювання двигуна, повинно виконуватися при врахуванні кількості утворюваних викидів, які є допустимими з точки зору вимог екології. Таким чином, разом з вимогами підтримки повного згоряння паливоповітряної суміші, вихідною керованою величиною в функціонуючій системі управління повинна являтися концентрація шкідливих домішок у викидах двигуна.

Звідси витікає задача визначення концентрацій газових домішок в відпрацьованих газах ДВЗ в режимі реального часу.

Важливим елементом автоматизованої системи моніторингу відпрацьованих газів вперше обрано новий тип первинного перетворювача – резонатор багатомодового лазера, спектр генерації якого має підвищену чутливість до наявності ліній поглинання досліджуваних газів. Аналітичний опис фізичних основ процесів, що протікають, викладено в рамках методу внутрішньорезонаторної спектроскопії (ВРЛС) [5]. В цьому

методі дослідна речовина розміщується в середині резонатора широкосмугового лазера. Для видимого діапазону спектру можуть бути використані лазери на розчинах органічних барвників, для близького ІЧ діапазону - лазери на центрах забарвлення лужно-галоїдного кристалу. В принципі резонатор такого лазера подібний до багатоходової кювети. Втрати, обумовлені наявністю ліній поглинання з шириною, менше ширини однорідного контуру підсилення активного середовища, не компенсуються, а проявляються як провали в спектрі генерації лазера, які відповідають лініям поглинання дослідної речовини, а глибина пов'язана з концентрацією.

При спеціальному частотно-неселективному резонаторі стає можливим спостерігати спектр поглинання речовини, яка заповнює резонатор, при умові, що його лінії поглинання суттєво вужче однорідної ширини γ , але ширше міжмодової відстані.

Спектральну інтенсивність генерації можна представити у вигляді

$$I(\omega, t) = I_0(\omega, t) \cdot e^{-K_{\text{погл}}(\omega)ct}, \quad (1)$$

де $I_0(\omega, t)$ - спектральна густина генерації при відсутності ліній поглинання;

$K_{\text{погл}}(\omega)$ - коефіцієнт поглинання вузьких спектральних ліній;

c - швидкість світла.

Реєструємою величиною є експозиція (кількість енергії отриманої на одиницю поверхні за 1 імпульс генерації тривалістю T):

$$H(\omega) = \int_0^T I(\omega, t) dt = \int_0^T I_0(\omega, t) e^{-K_{\text{погл}}(\omega)ct} dt. \quad (2)$$

Вважаючи форму імпульсу прямокутною, інтеграл (2) можна представити у вигляді:

$$H(\omega) = H_0(\omega) \frac{1 - e^{-K_{\text{погл}}(\omega)ct}}{K_{\text{погл}}(\omega)ct}, \quad (3)$$

де $H_0(\omega)$ – спектр джерела:

$$H_0(\omega) = \int_0^T I_0(\omega, t) dt. \quad (4)$$

Вираз (3) є основним для побудови алгоритму обчислення концентрації газоподібних речовин n $\left(\frac{\text{часток}}{\text{см}^3} \right)$, так як $K_{\text{погл}} = \sigma(\omega) \cdot n$, де $\sigma(\omega)$ – переріз поглинання на даній частоті ω , n - концентрація газових домішок.

Метод дає можливість змінювати чутливість, варіюючи тривалістю T , дозволяє дослідити спектри поглинання газоподібних речовин з малим коефіцієнтом поглинання і ідентифікувати газові домішки, які складають менше 10^{-5} частини суміші.

В даній роботі аналізуються потенціальні характеристики роботи системи при регулюванні двигуна внутрішнього згорання на вміст монооксиду вуглецю CO.

Структурна схема автоматизованої системи контролю та сигналізації складу газової суміші при регулюванні викидів двигуна внутрішнього згорання представлена на рис.2.

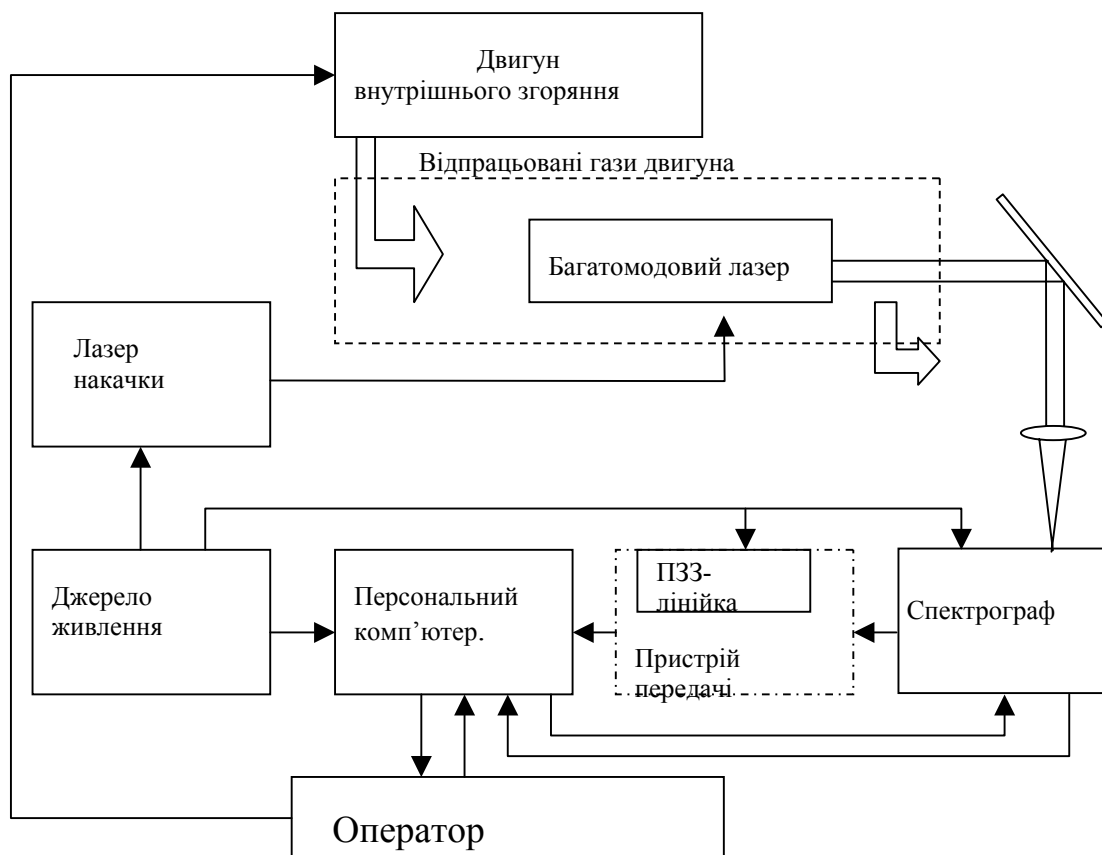


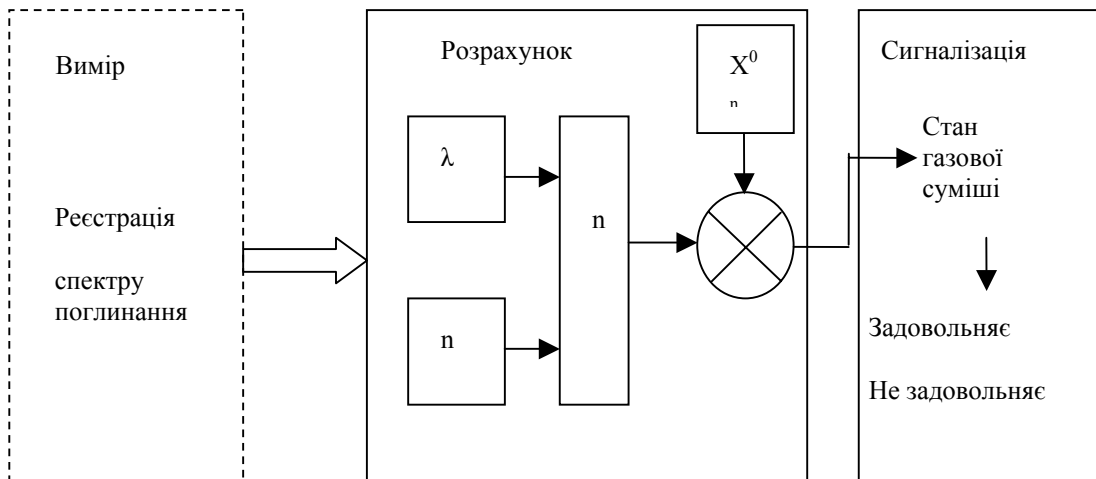
Рисунок 2 – Структурна схема автоматизованої системи контролю в оптимізації технології регулювання двигунів внутрішнього згоряння

На ній приведена схема розміщення та взаємодія вузлів пристрою. Автоматизована система складається з первинного перетворювача – резонатора багатомодового лазера, блоків живлення та накачки, спектрального блоку, в якому випромінювання розкладається за частотами, пристрою передачі інформації, блоку фотоелектричної реєстрації, персонального комп'ютера. Головна керуюча роль відводиться пристрою передачі інформації. У ньому міститься процесор, який згідно з програмою проводить опитування периферійних пристроїв та взаємодіє з контролером прямого доступу до пам'яті.

До складу оптичної частини автоматизованої системи лазерного контролю концентрацій газових технологічних сумішей відносяться дві основні частини: багатомодовий лазер з активним середовищем – лужно-галоїдним кристалом LiF з F-центрами забарвлення LiF, який займає смугу 905 -975 нм, з резонатором – первинним перетворювачем і спектральний прилад великої роздільності [6].

На рисунку 3 представлено алгоритм обробки інформації – спектру генерації багатомодового лазера та сигналізації прийнятого рішення.

Автоматизована система може працювати в наступних режимах: запуск; вимір; індикація і передача обчислених значень існуючої концентрації; корекція показників; корекція нулів сигналів; перегляд і корекція параметрів. Передача даних по послідовному каналу відбувається по закінченні циклу вимірів. Обчислення концентрації відбувається відповідно з розробленими програмами з врахуванням заданої похибки [7].



n , λ -концентрація та довжина хвилі в даний час; $X^0 n$ - база даних з концентрацією і довжинами хвиль поглинання необхідних газових складових

Рисунок 3 – Алгоритм обробки інформації – спектра генерації багатомодового лазера:

Алгоритм визначення максимумів поглинання і складу дослідної суміші: 1) визначення максимумів поглинання спектру (провалів) у вигляді списку частот

$$\omega_r, \dots, \omega_j, \dots, \omega_s \quad (5)$$

і відповідні цим частотам амплітуди поглинання

$$A(\omega_r), \dots, A(\omega_j), \dots, A(\omega_s), \quad (6)$$

де $A(\omega) = H(\omega) - H_0(\omega)$, (7)

$H_0(\omega)$ - ідеальний спектр поглинання газового середовища без дослідної речовини.

2) обчислення складу дослідної суміші. Види газів і їх концентрація обчислюються в результаті аналізу частот (5) и амплітуд (6) максимумів поглинання спектру (провалів) на основі бази даних про спектри поглинання окремих газів.

Обчислення відбувається на основі методу Ланцоша [8], аналізу емпіричних даних згладжування в цілому з допомогою розкладення в ряд Фур'є. Основою для цього є випуклість вверх ідеального спектру поглинання $H_0(\omega)$..

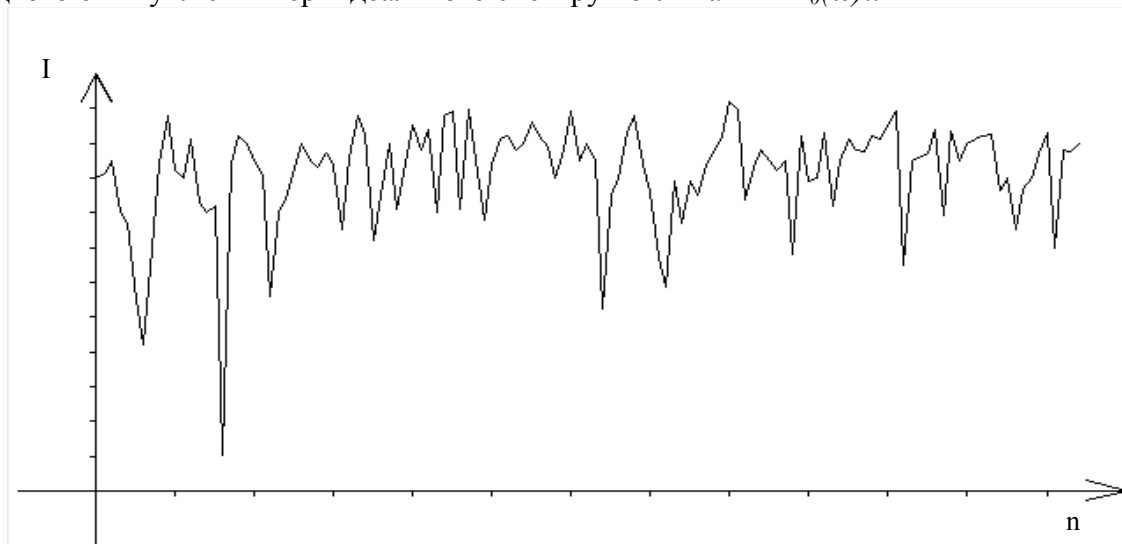


Рисунок 4 – Отриманий спектр, де I - відносна інтенсивність випромінювання, n -номер каналу

Метод Ланцоша не стійкий відносно похибок значень апроксимуємої функції в крайніх точках апроксимації. Для мінімізації цих похибок точки обрані найближчими до крайніх точок масиву частот і в цих точках значення випуклої оболонки спектру тотожно рівні значенням спектру. На рисунках 4, 5 проілюстровано роботу програми, яка визначає опуклу оболонку спектру за методом Ланцоша та обчислює індекси масиву, які відповідають максимумам поглинання.

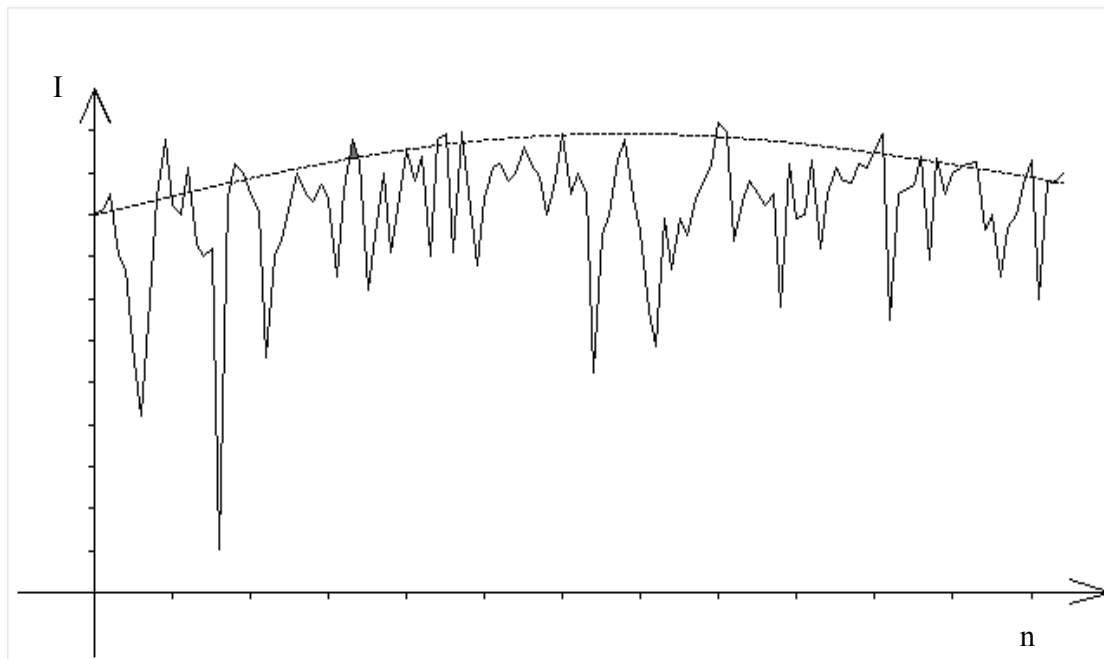


Рисунок 5 – Графік апроксимації спектру – пунктирна лінія

Відповідно до властивостей задачі, яку розв'язуємо, аналіз обробленої інформації і прийняття рішень по управлінню, виконується операторним персоналом в рамках функціонування пристрою управління. Ним же і виконується установка регулюючих пристроїв в необхідне положення і контроль за виконанням управляючих дій. В рамках функціонування АСУТП регулювання двигуна внутрішнього згоряння завдання на управління формується в границях системи і рішення на управління приймається на основі інформації про стан технологічного процесу.

Всі виміри і отримані дані відображаються на екрані ПК, діалог з оператором або механіком достатньо наочний і інформативний.

Розроблена автоматизована система контролю та оптимального регулювання двигуна внутрішнього згоряння усуває такі суттєві недоліки, як низька оперативність, неможливість реєстрації декількох газових складових одночасно.

При аналізі такого складного середовища, як газові викиди двигунів автотранспорту, вона:

- 1) забезпечує високу надійність і селективність вимірів декількох складових в широкому динамічному діапазоні;
- 2) дає можливість реєстрації низького рівня газової концентрації в режимі реального часу;
- 3) при використанні напівпровідникового лазера є можливість створення мобільного пристрою, який може працювати на рухомому автомобілі.

Список літератури

1. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигиринець А. Д. та ін.. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3 кн. Кн. 1. Теоретичні основи. Технологія: Підручник.- К.: Вища шк., 1994.-342 с.: іл.
2. ДСТУ 4277:2004 «Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі».
3. Автоматизация производственных процессов в машиностроении: Учеб. для втузов/ Н. М. Капустин, П. М. Кузнецов, А. Г. Схиртладзе и др.; Под. ред. Н. М. Капустина.- М.: Высш. шк., 2004.-415 с.
4. Саркисов О. М., Свириденков Э. А., Сучков А. Ф. Внутривибрационная лазерная спектроскопия и её применение в химической физике // Химическая физика.-1982.-№ 9.-С. 1155-1167.
5. Коротков М. В. Пробег и экологическая безопасность автомобиля// Автомобильная промышленность. - 2003.-№5.-С.8-10.
6. Гамалій В. Ф., Теленкова О. Г., Якорєва М. В. Розробка оптичного тракту автоматизованого газоаналізатору технологічних процесів// Збірник наукових праць КДТУ «Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». Кіровоград.-2003.-№13.-С.200-205.
7. Гамалій В. Ф., Денисенко П. Н., Теленкова О. Г. Интеллектуальная система лазерного контроля газовой среды // Искусственный интеллект.-2004.-№4.-С.295-302.
8. Ланцош К. Практические методы прикладного анализа.- М., Физматгиз, 1957 - 584 с.

В статье показана необходимость создания и совершенствования автоматизированных систем в технологии контроля и оптимальной регуляции двигателей внутреннего сгорания по уровню газового загрязнения. Предложенная система, в которой впервые используется новый тип первичного преобразователя - резонатор многомодового лазера.

In the article the necessity of creation and perfection of the automated systems is rotined in technology of control and optimum adjusting of combustion engines on the level of gas contamination. Offered system, in which the new type of primary transformer is first used is resonator of multimode.

К теории качения пневматика

С помощью аналитической модели шины Джима-Никравеша изучаются боковая сила трения на пневматике и восстанавливающий момент сил трения. В области контакта шины с дорогой принято существование участков продольного скольжения. Рассмотрены случаи частичного и полного продольного скольжения. Полученные результаты сопоставлены с данными эксплуатации пневмоколесного транспорта.

пневматик, сила трения, момент сил трения, пневмоколесная машина

Решение задач динамики пневмоколесных машин с помощью математических моделей затруднено необходимостью определения сил и моментов, приложенных к шине в области ее контакта с полотном дороги [1,2]. Сложность названной проблемы с одной стороны и насущная необходимость ее решения с другой привели к формированию отдельной отрасли механики, а именно механики шин [3]. Заметный прогресс в названной отрасли наметился после обобщения идей И. Рокара [4] и решений ряда контактных задач теории упругости о качении упругого цилиндра по упругому основанию [5,6]. В [7-9] описана аналитическая модель пневматика, которую предложено применять как составную часть общей математической модели движения пневмоколесной машины. В настоящей статье модель [7-9] дополнена рассмотрением одного из возможных режимов качения пневматика и обсуждена адекватность полученных результатов данным эксплуатации автомобилей и самолетов при их движении по взлетно-посадочной полосе.

На рис.1 на главном виде изображено снаряженное пневматической шиной качающееся колесо. Кроме главного вида показаны вид сверху и вид на контактную площадку, которую считаем прямоугольником со сторонами h, L . Точка C есть центр масс колеса; векторы \vec{V}_C, \vec{V} и \vec{W} - вектор скорости центра масс колеса и его продольная и поперечная составляющие; векторы \vec{N} и \vec{F} есть нормальная сила, приложенная к оси колеса, и боковая составляющая сил трения; M - момент вокруг оси DY (момент вращения или, так называемый, восстанавливающий момент); δ - обжатие пневматика; U - угол увода: $U = \arctg(W/V) \approx W/V$.

Действие силы \vec{N} обуславливает появление контактной распределенной силы давления $\sigma = \sigma(X)$:

$$N = \int_0^L \sigma(X) dX. \quad (1)$$

При наличии угла увода колесо движется с поперечным дрейфом и в зоне контакта появляется направленная вдоль оси OZ касательная распределенная сила $\tau(X)$.

Приложенная к колесу названная сила направлена противоположно вектору \vec{W} . Ее статическими эквивалентами являются уже упомянутые боковая сила трения

$$F = \int_0^L \tau(X) dX \quad (2)$$

и восстанавливающий момент

$$M = \int_0^L \tau(X) X dX - FL/2. \quad (3)$$

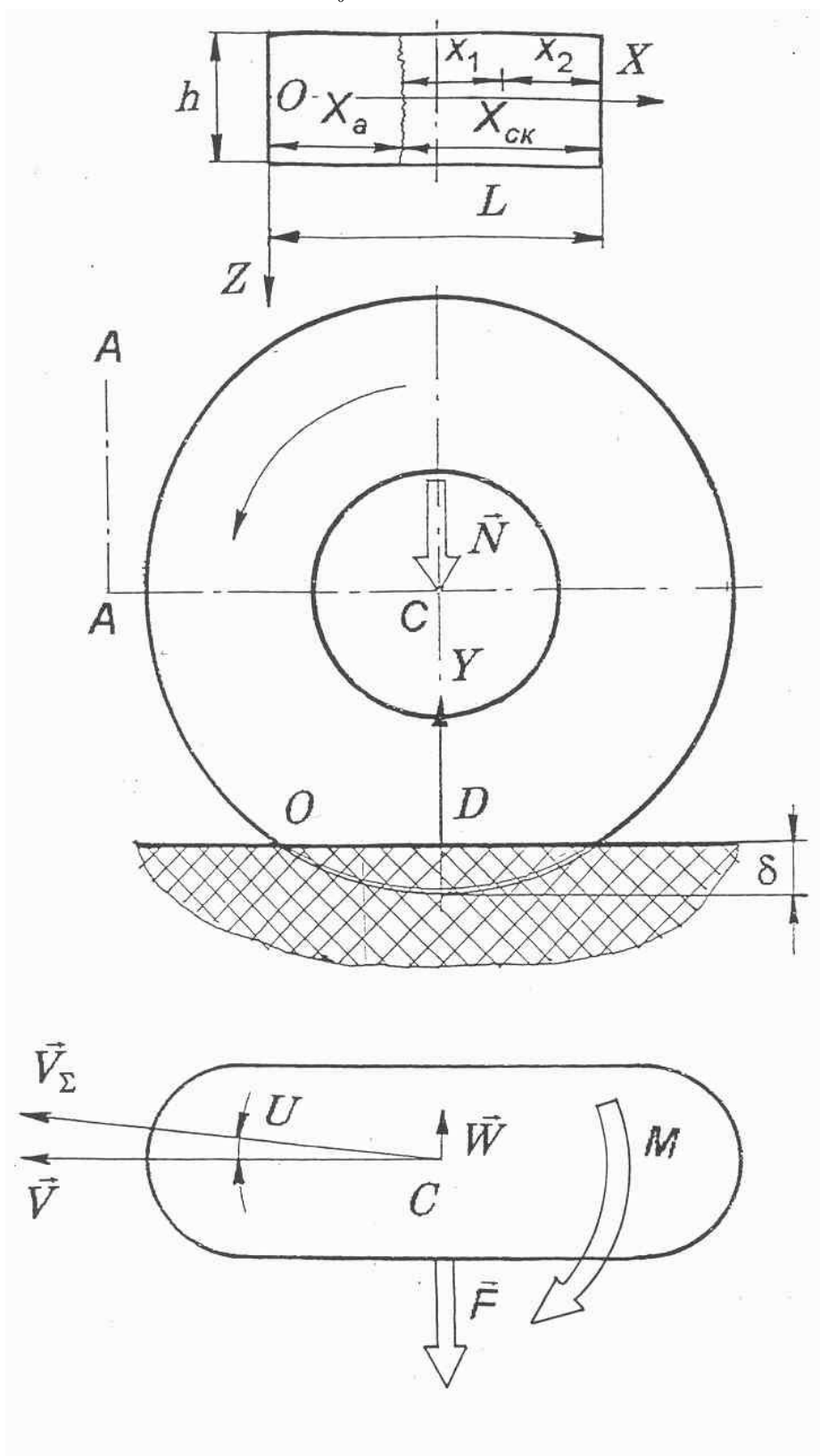


Рисунок 1 – Катящийся пневматик

Как видим, упрощенно распределенные контактная и касательная силы считаем неменяющимися вдоль ширины h . Такие модели шин называют одномерными.

В [7-9] рассмотрена задача аналитического определения зависимостей $F(U)$, $M(U)$ при заданном законе $\sigma(X)$ и характеристиках жесткости шины. Приведем исходные посылы для построения модели [7] в случае чистого увода, т.е. увода при свободном качении, в течение которого плоскость колеса перпендикулярна полотну дороги:

1. Если $U \leq U_{кр}$, где $U_{кр}$ – критический угол увода, то зона контакта включает области адгезии и скольжения. Первая из них прилегает к точке O и сужается по мере увеличения угла увода. Если $U > U_{кр}$ в зоне контакта происходит лишь скольжение.

2. В области адгезии:

$$\tau(X) = \tau_a(X) = kUX, \quad (4)$$

где $k = const$ – коэффициент жесткости.

3. В области скольжения:

$$\tau(X) = \tau_{ск}(X) = \mu(U)\sigma(X), \quad (5)$$

где μ – коэффициент трения скольжения.

4. Сила $\sigma(X)$ распределена по закону параболы:

$$\sigma = \frac{6N}{L^2} X(1 - \frac{X}{L}). \quad (6)$$

В [7-9] рассмотрен, кроме упомянутого случая чистого увода, и увод при продольном скольжении, когда области продольного и поперечного скольжения совпадают. Однако во втором случае собственно зависимости $F(U)$, $M(U)$ получены не были. В настоящей работе рассмотрен более общий, чем в [7-9], случай увода с продольным скольжением и названные зависимости получены в явном виде. (Увод с продольным скольжением имеет место при движениях с торможением или раскрутке колес). Кроме того, получена зависимость момента рыскания относительно оси ориентировки $A-A$ (рис.1) $M_A(U)$, если колесо установлено с выносом назад.

Обозначим длину области адгезии X_a , а длину области скольжения – $X_{ск}$ (рис.1). Для упрощения задачи пренебрежем зависимостью $\mu(U)$ и положим $\mu = const$.

Рассмотрим случай, когда область скольжения состоит из двух участков длины $x_{1ск}$ и $x_{2ск}$. На первом участке имеет место лишь поперечное скольжение, а на втором – как поперечное, так и продольное, т.е. полное скольжение. Отношение $x_{2ск}/X_{ск}$ будем считать известным и его обозначим \tilde{x} . Легко найти, что

$$x_{1ск}/X_{ск} = 1 - \tilde{x}; x_{1ск}/L = (1 - \tilde{x})(1 - X_a/L). \quad (7)$$

Параметр $\tilde{x} \in [0;1]$. Чем больше \tilde{x} , тем в большей части области скольжения происходит продольное скольжение. Поэтому данный параметр будем называть параметром продольного скольжения. Раздельно рассмотрим случаи: а) $0 \leq \tilde{x} < 1$ и б) $\tilde{x} = 1$. В первом случае участок продольного скольжения занимает лишь часть области скольжения; во втором – всю область скольжения.

Рассмотрим случай частичного продольного скольжения, $0 \leq \tilde{x} < 1$. Если $\tilde{x} = 0$, то имеет место лишь поперечное скольжение. Для рассматриваемого случая выражения (2), (3) примут вид:

$$F = F_a + F_{1ск} + F_{2ск}, \quad (8)$$

$$M = M_a + M_{1ск} + M_{2ск} - FL/2, \quad (9)$$

где

$$F_a = \int_0^{X_a} kUX dX, F_{1\text{ск}} = \int_{X_a}^{X_a+x_{1\text{ск}}} \mu_{1\text{ск}} \sigma(X) dX, F_{2\text{ск}} = \int_{X_a+x_{1\text{ск}}}^L \mu_{2\text{ск}} \sigma(X) dX;$$

$$M_a = \int_0^{X_a} kUX^2 dX, M_1 = \int_{X_a}^{X_a+x_{1\text{ск}}} X \mu_{1\text{ск}} \sigma(X) dX, M_2 = \int_{X_a+x_{1\text{ск}}}^L X \mu_{2\text{ск}} \sigma(X) dX;$$

$\mu_{1\text{ск}}, \mu_{2\text{ск}}$ – коэффициенты поперечной составляющей трения скольжения на участках длины $x_{1\text{ск}}, x_{2\text{ск}}$ соответственно. Исходя из концепции круга трения [8], будем иметь

$$\mu_{1\text{ск}} = \mu_*, \mu_{2\text{ск}} = \mu_* U. \quad (10)$$

Как и в [7,8], длину X_a найдем из уравнения $kUX_a = \mu_{1\text{ск}} \sigma(X = X_a)$. Получим

$$X_a / L = 1 - kL^2 U / (6\mu_{1\text{ск}} N). \quad (11)$$

Отсюда следует $kL^2 U_{\text{кр}} / (6\mu_{1\text{ск}} N) = 1$, и далее, учтя (7), приходим к

$$X_a / L = 1 - u, x_{1\text{ск}} / L = (1 - \tilde{x})u, kU = \frac{6\mu_{1\text{ск}} N}{L^2} u, \quad (12)$$

где $u = U / U_{\text{кр}}$ – относительный угол увода.

Выполняя интегрирование, и, используя (12), приходим к искомым безразмерным выражениям:

$$F(u) / (\mu_* N) = f_f = \sum_i^4 r_{fi} u^i, \quad (13)$$

и

$$2M(u) / (\mu_* NL) = f_m(u) = \sum_i^5 r_{mi} u^i, \quad (14)$$

где

$$r_{f1} = 3, r_{f2} = -3 - 3\tilde{x}^2, r_{f3} = 1 + 3U_{\text{кр}} \tilde{x}^2 + 2\tilde{x}^3, r_{f4} = -2U_{\text{кр}} \tilde{x}^3;$$

$$r_{m1} = 1, r_{m2} = -3 - 3\tilde{x}^2, r_{m3} = 3 + 3U_{\text{кр}} \tilde{x}^2 + 6\tilde{x}^3,$$

$$r_{m4} = -1 - 6U_{\text{кр}} \tilde{x}^3 - 3\tilde{x}^4, r_{m5} = 3U_{\text{кр}} \tilde{x}^4.$$

Теперь рассмотрим полное продольное скольжение, $\tilde{x} = 1$. В этом случае зона скольжения однородна. Коэффициент бокового трения равен $\mu_{2\text{ск}}$. Характеристики трения и момента трения получим из (13) и (14) путем подстановки $\tilde{x} = 0$ и умножения на $U_{\text{кр}} u$.

Зависимости $\frac{F(u)}{N\mu_*} = f_f(u), \frac{M(u)}{N\mu_* L} = \frac{1}{2} f_m(u), u \in [0;1]$ для ряда назначенных значений

\tilde{x} и $U_{\text{кр}} = 0,2$ радиана построены на рис.2, 3 соответственно. Сплошные тонкие линии 1,2,3,4,5 соответствуют значениям \tilde{x} равным 0,1; 0,3; 0,5; 0,7 и 0,9 соответственно. Утолщенные кривые построены для случаев чистого увода (верхние) и полного продольного скольжения (нижние). На рис.2 пунктиром изображены некоторые опорные параболы. Эти параболы построены так, чтобы их вершины совпадают со стационарными точками кривых $f_f(u)$. Разумеется, при $\tilde{x} = 0$ приходим к кривым [7].

На рис.4 приведены качественные зависимости $F(u)$ [2], построенные для движений с разными скоростями и разным дорожным покрытием: 1- сухая дорога и низкая скорость движения; 2 – сухая дорога; 3 – влажная дорога «А»; 4- влажная дорога и высокая скорость движения; 5-влажная дорога «С»; 6 –влажная дорога «В»; 7,8 – снег и лед. Как видим, рис.2 и 4 не противоречат один другому.

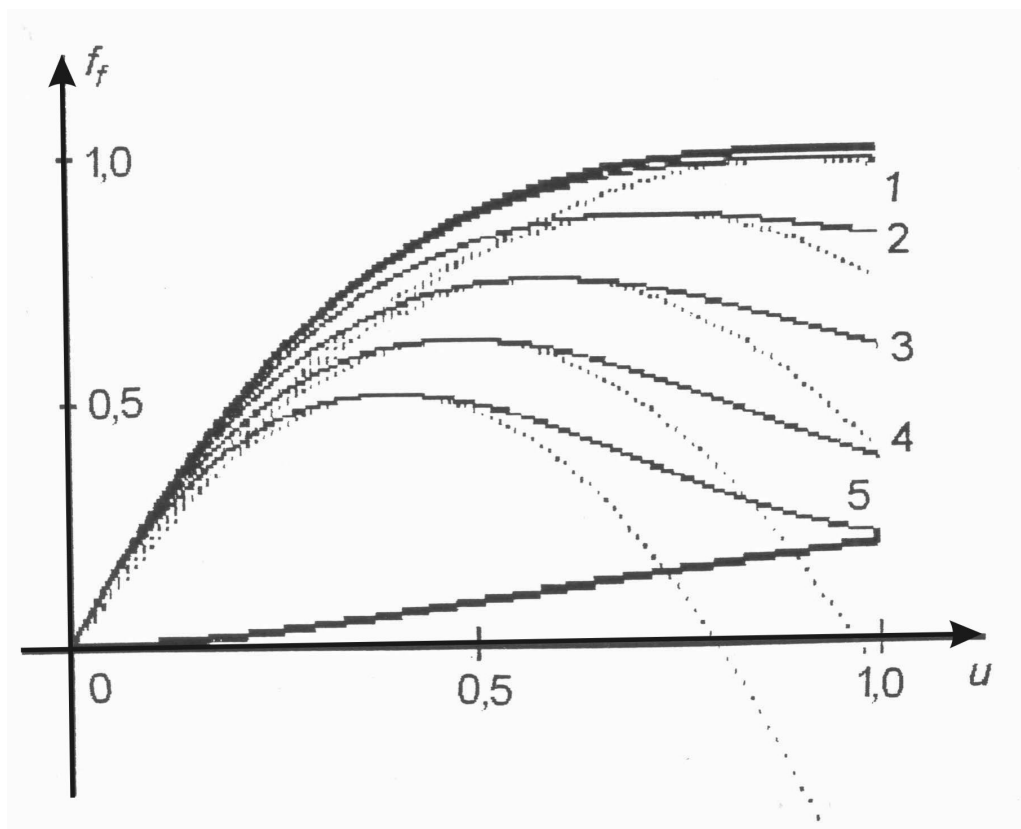


Рисунок 2 – Характеристика силы трения

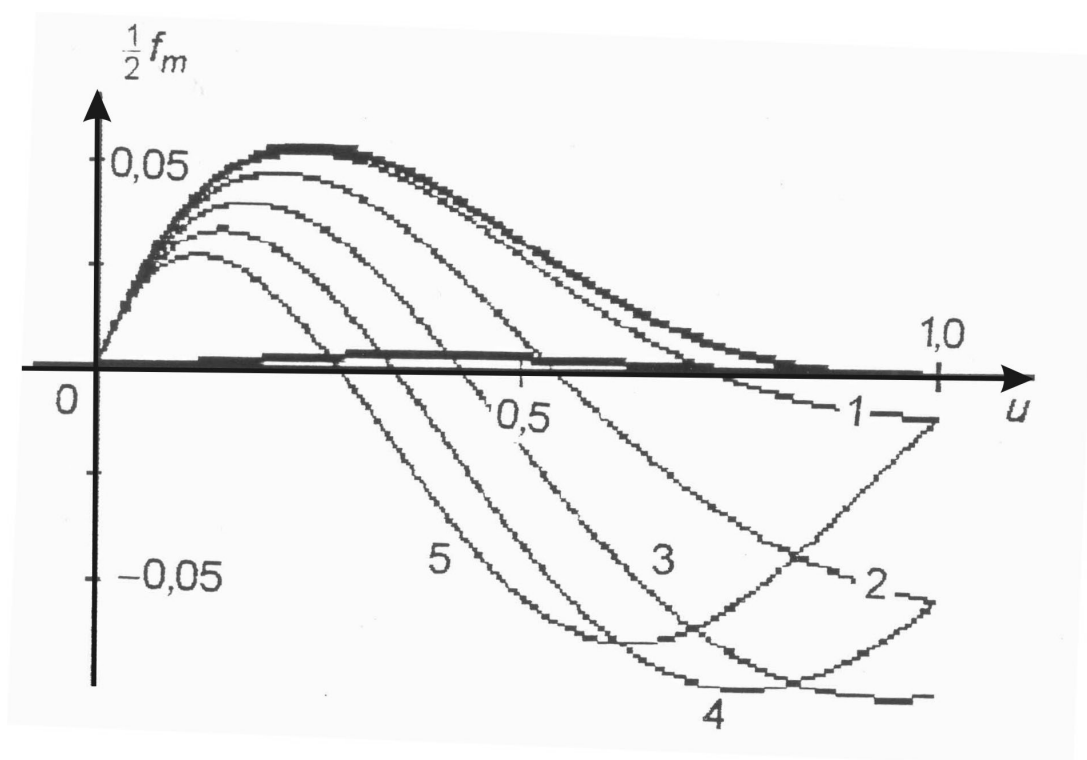


Рисунок 3 – Характеристика момента трения

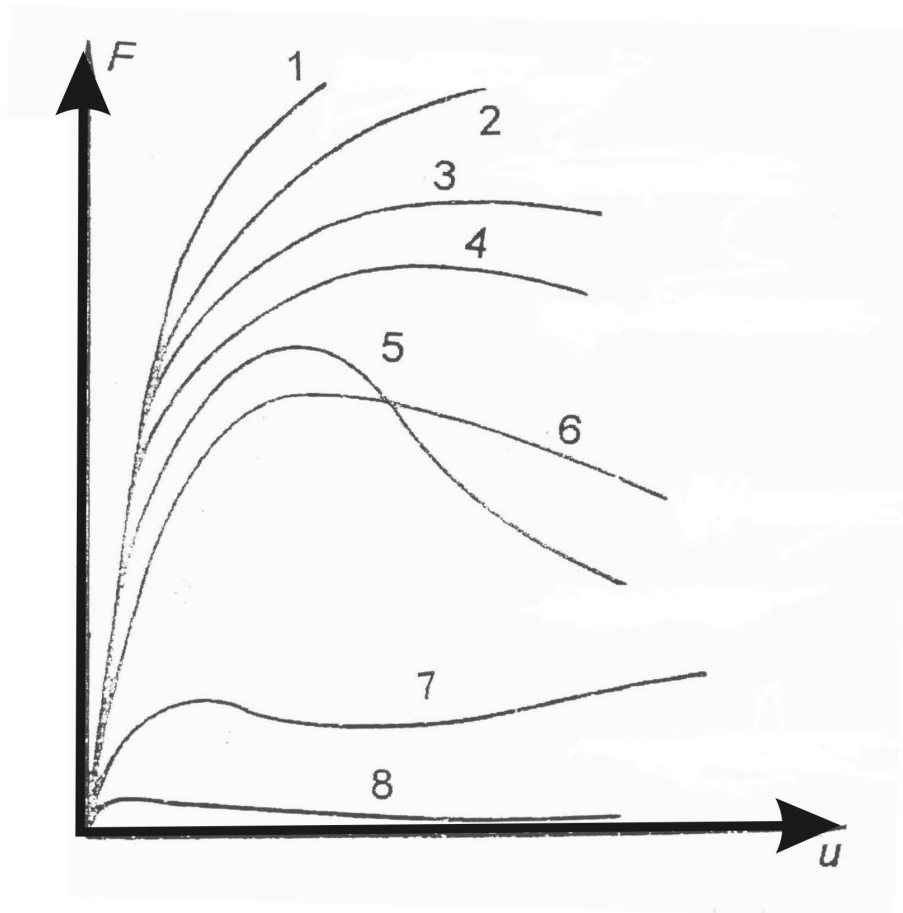


Рисунок 4 – Качественные зависимости силы трения от угла увода [2]

Из рис.2 и 3, в частности, следует, что при увеличении участка продольного скольжения:

- боковая составляющая силы трения между шиной и полотном дороги уменьшается и зависимость $f_f(u)$ становится немонотонной, при этом стационарная точка смещается в область малых углов увода;
- восстанавливающий момент пересекает ось относительных углов увода u , т.е. по сути становится не восстанавливающим, а уводящим.

Обратим внимание на резкое (почти скачкообразное) уменьшение поперечного трения при изменении параметра продольного скольжения от 0,9 до 1,0.

Получим также зависимость момента рыскания колеса относительно вертикальной оси стойки опоры шасси $A-A$, лежащей в плоскости диска колеса (рис.1):

$M_A = Fb + M$, где $b = AC$ – вынос колеса. С учетом (13), (14) приходим к $M_A = \mu_* NL(f_f \bar{b} + \frac{1}{2} f_m)$ или

$$M_A = \mu_* NL m_A, \quad (15)$$

где $\bar{b} = b/L$, m_A – характеристика момента рыскания сил трения. В общем случае $m_A = m_A(u, \bar{b}, \tilde{x})$. Зададимся значением параметра продольного скольжения $\tilde{x} = 0,4$ и для ряда значений \bar{b} построим графики зависимости $m_A(u)$ (рис.5). Сплошные линии 1-6 построены для значений \bar{b} равных 0; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0 и 1,25 соответственно. Для сравнения для тех же значений \bar{b} пунктиром показаны графики, соответствующие чистому уводу $\tilde{x} = 0$.

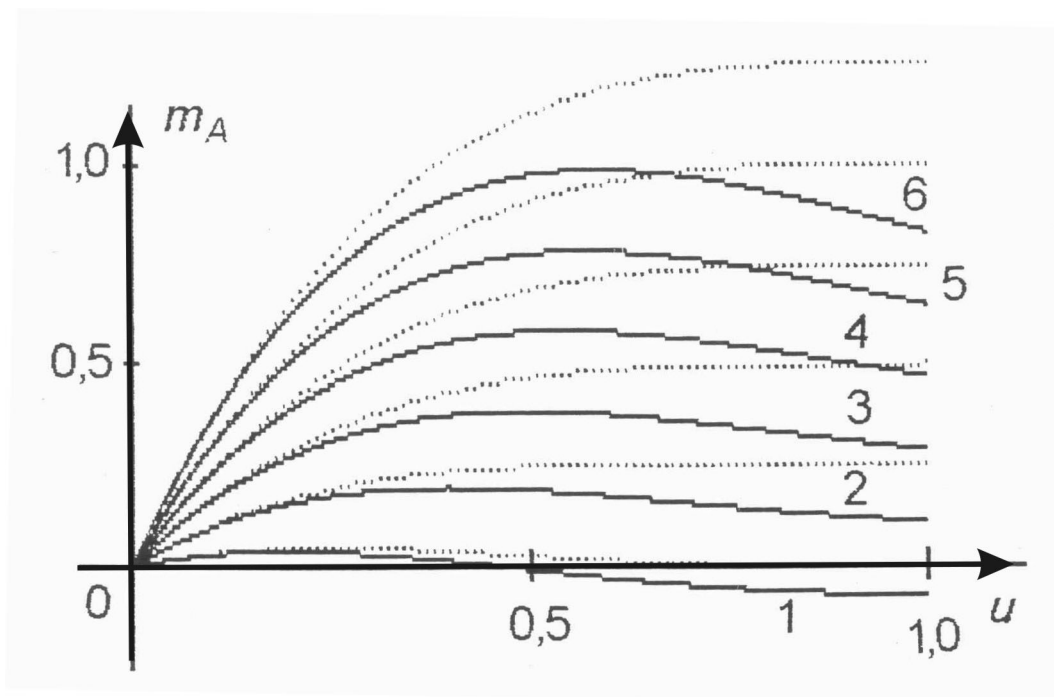


Рисунок 5 – Характеристика момента рыскания

Обсуждая адекватность полученных результатов данным эксплуатации пневмоколесных машин, остановимся на следующих обстоятельствах.

1. Заносом называют явление, вызванное уменьшением величины боковой составляющей силы трения между шиной и дорогой; упомянутое уменьшение порождено продольным скольжением [10]. При малом боковом трении небольшая неоднородность дороги (кочки, впадины) и (или) несимметричность трения на колесах вызывают боковое смещение машины и (или) ее вращение вокруг вертикальной оси, т.е. занос. По результатам настоящей работы уменьшение боковой составляющей трения F , связанное с увеличением продольного скольжения, может носить почти скачкообразный характер, что не противоречит практике эксплуатации пневмоколесных машин.

2. Наблюдаемые на рис.2, 3, 5 немонотонности кривых трения могут служить причиной колебательной неустойчивости поперечного движения и движения по рысканию колес шасси автомобиля и самолета и возникновения поперечных и (или) крутильных фрикционных автоколебаний. Усталостные повреждения и поломки деталей отсека шасси, а также тряска в кабине экипажа самолета при резком управляемом повороте передней опоры шасси могут быть следствием этих автоколебаний [11].

3. При управляемом повороте колес передней опоры шасси самолета изменяется их угол увода и, как следствие, сила бокового трения. На возрастающей ветви кривой $f_f(u)$ увеличение угла увода приводит к увеличению силы бокового трения, а на ниспадающем – к ее уменьшению; последнее приводит к реверсу передней опоры шасси. Реверсом передней опоры можно объяснить тот факт, что боковые выкаты самолетов имеют место сравнительно часто и, как правило, совершаются в сторону противоположную первоначальному отклонению самолета от линии заданного пути, т.е. продольной оси взлетно-посадочной полосы [12]. Неконтролируемая смена аверса и реверса порождает фактическую потерю управляемости [13].

Рассмотренные в статье вопросы касаются теоретического изучения физико-механического взаимодействия колеса, снаряженного пневматической шиной, с полотном дороги. Используя аналитическую модель шины Джима-Никравеша [7-9], для

случая несвободного качения в явном виде получены зависимости боковой силы трения, восстанавливающего момента и момента рыскания от углов увода. Установлено, что увеличение длины участка полного скольжения приводит к заметному уменьшению боковой силы (что может привести к заносу), а также к нарушению ее монотонности; при этом восстанавливающий момент меняет знак, т.е. становится уводящим. При установке колес шасси с выносом назад относительно оси ориентировки зависимость момента рыскания от угла увода также оказывается немонотонной. Немонотонностью боковой силы трения и момента рыскания объясняются, в частности, такие опасные механические явления, как фрикционные автоколебания опор шасси самолета и потеря его управляемости при разбеге/пробеге. Ранее считалось, что потеря управляемости самолета возможна лишь при больших углах увода колес шасси, имеющих порядок $8-10^\circ$ [13]. В настоящей работе показано, что при продольном скольжении колес стационарная точка кривой $f_f(u)$ смещается в область малых углов и, следовательно, потеря управляемости может иметь место и при меньших углах увода.

Полученные результаты могут использоваться при математическом моделировании движения пневмоколесных машин; анализе причин дорожно-транспортных и летных происшествий, а также при разработке мер по их предотвращению.

Список литературы

1. Лобас Л.Г. О системах с качением // Прикл. механика. – 2000.- 36, №5. - С.139-144.
2. Savkoor A.R. Boundary conditions on models for predicting tire to road traction // Tire models for vehicle dynamics analysis: Proc. of 1-st international colloquium on tire models. Delft, oc. 21-22, 1991. Pp. 178-184.
3. Левин М.М., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса.- М.: Наука. 1989. – 272 с.
4. И.Рокар. Неустойчивость в механике: автомобили, самолеты, висячие мосты. – М.: Изд. иностр. лит. 1959. – 287 с.
5. Спектор А.А. О зонах проскальзывания и сцепления на участке контакта катящегося упругого цилиндра и основания из того же материала. Известия АН Армянской ССР. Механика. XXVIII, №6, С.60-65.
6. Tire models for vehicle dynamics analysis: Proc. of 1-st International Colloquium on tire models. Delft, oc. 21-22, 1991.
7. Gim G., Nikraves P.E. An analytic model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations. Part 1: Pure slips // Int. J. of Vehicle Design. – 1990. - 11, No 6. -P. 589-618.
8. Gim G., Nikraves P.E. An analytic model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations. Part 2: Comprehensive slips // Int. J. of Vehicle Design. – 1991. -12, No 1. P.19-39.
9. Gim G., Nikraves P.E. An analytic model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations. Part 3: Validation against experimental data // Int. J. of Vehicle Design. – 1991.- 12, No 2. -P. 217-228.
10. Стрелков С.П. Механика. М.: Наука, 1975. 560 с.
11. Плахтиенко Н.П., Шифрин Б.М. О поперечных колебаниях шасси самолета. Проблемы прочности. – 2002. №6. С.79-89.
12. Лигум Т.И., Скрипниченко С.Ю., Шишмарев А.В. Аэродинамика самолета Ту-154Б. М.: Транспорт, 1985.- 263 с.
13. Мхитарян А.М. (ред.). Динамика полета. М.: Машиностроение, 1978, 424 с.

За допомогою аналітичної моделі шини Джима-Нікравеша вивчаються бічна сила тертя на пневматичі і поновлюючий момент сил тертя. Прийнято існування ділянок подовжнього ковзання в області контакту шини з дорогою. Розглянуті випадки часткового і повного подовжнього ковзання. Отримані результати зіставлені з даними експлуатації пневмоколесного транспорту.

By the analytical model of tire Gim-Nikraves is studied lateral force of friction on pneumatic and self-aligning torque. Existence of areas of the longitudinal sliding is accepted in the region of contact of tire with a road. The cases of the partial and complete longitudinal sliding are considered. Results are got the exploitations of vehicle compared with information.

ЗМІСТ

<i>Бойко А.І., Харьковський І.С, Свірень М.О.</i> Дослідження зусиль, які діють на робочу частину наральникових сошників	3
<i>Аулін В.В., Віхрова Л.Г., Бісюк В.А., Бобрицький В.М.</i> Автоматичне керування процесом індукційного наплавлення композиційних покриттів на деталі сільськогосподарської техніки	15
<i>Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р., Волянський М.С.</i> Надлегкий енергетичний засіб для внесення технологічних матеріалів і обприскування	23
<i>Петренко М.М., Богатирьов Д.В., Онопа В.В.</i> Об'рунтування основних параметрів пульсатора пневмоімпульсної машини для сепарації насіння за густиною	27
<i>Кропивний В.Н., Кулешков Ю.В., Русских В.В.</i> Исследование влияния износостойкости элементов шестерен на объем рабочей камеры шестеренного насоса	32
<i>Петренко М.М., Онопа В.А., Богатирьов Д.В., Онопа В.В.</i> Методика визначення параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора	40
<i>Васильковський М.І., Васильковський О.М., Леценко С.М., Нестеренко О.В.</i> Дослідження роботи пневмосепаруючого каналу на фізичній моделі	44
<i>Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Бевз О.В.</i> Сравнительный анализ технического уровня объемных насосов, основанных на различных принципах работы	49
<i>Мороз Н.Н., Васильковский А.М.</i> Пути определения основных показателей надежности зерноуборочных комбайнов	58
<i>Осадчий С.І., Скриннік М.О., Скриннік І.О.</i> Зерносушильна установка з киплячим шаром для сушки зернових як об'єкт автоматизації	61
<i>Павлюк-Мороз В.А., Свинаренко Є.Ф., Кошолан С.Д., Осін Р.А.</i> Універсальний гідравлічний навантажувальний пристрій стенда для випробування шестеренних насосів на ресурс	66
<i>Сало В.М., Гончаров В.В.</i> Теоретичний аналіз ефективності додаткового поверхневого обробітку ґрунту зубовими боронами в складі комбінованого знаряддя	70
<i>Шмат С.І., Резніченко В.А.</i> Можливості підвищення якісних показників дводискових сошників	79
<i>Артеменко Д.Ю.</i> Об'рунтування робочої поверхні прикочуючого котка бурякової сівалки	82
<i>Васильковський М.І., Васильковський О.М., Гончаров В.В., Мороз С.М.</i> Аналіз руху матеріальної частки по поверхні циліндричної перетинки пруткового решета	89
<i>Гайдено О.М.</i> Біоконверсія соломи із виробництвом гливи звичайної	95
<i>Струтинський С.В.</i> Прецизійний поворотний вузол просторового механізму	100
<i>Боков В.М., Гросул І.А.</i> Механізм збудження дуги в потоці рідини	108

<i>Кравцов В.И., Лысых А.Ю., Дубовенко С.В.</i> Механика элементов подводных стержневых конструкций при нелинейном пространственном деформировании	117
<i>Боков В.М., Скирда О.С.</i> Фізичні особливості та прогнозування якості процесу вирубування	121
<i>Кропивный В.Н., Кулешков Ю.В., Русских В.В.</i> Выбор материала для восстановления и упрочнения шестерен насосов НШ контактной наваркой износостойких композиционных порошковых матариалов	128
<i>Кузнєцов Ю.М., Гуменюк О.А., Рудковський А.М., Хасан Аль-Дабас</i> Принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки	134
<i>Ляшенко Б.А., Лопата Л.А., Безрукавий А.М., Тунік Т.М.</i> Конструкторсько-технологічні методи зміцнення і відновлення поршнів ДВЗ	142
<i>Носуленко В.І., Сіса О.Ф.</i> Сталість процесу розмірної обробки металів електричною дугою непрофільованим електродом	148
<i>Пестунов В.М., Лисенко О.В.</i> Підвищення ефективності металообробного обладнання удосконаленням приводів	154
<i>Сайнус О.Д., Черновол М.І., Кропивний В.М., Надворний Б.Є.</i> Особливості структуроутворення при індукційному наплавленні кераміко-металевих зносостійких шарів	161
<i>Носуленко В.І., Приходько О.В.</i> Розмірна обробка електричною дугою непрофільованим електродом	169
<i>Струтинський В.Б., Кропивна А.В.</i> Визначення оптичним методом низькочастотних коливань прутка на токарному багатопиндельному автоматі ..	174
<i>Носуленко В.І., Шмельов В.М.</i> Розмірна обробка електричною дугою ступінчастих пуансонів	181
<i>Красота М.В., Шепеленко І.В., Дубовик В.О.</i> Визначення геометричних параметрів профільного електрода для контактного наварювання порошків	186
<i>Ковришкін М.О., Хамуйєла Ж.А. Герра</i> Синтез нових черв'ячних передач	190
<i>Кришкін Б.Б., Карпусь О.В.</i> Моніторинг умов роботи електроприводу ковальсько-штампувальних машин	195
<i>Ковришкін М.О., Садченко О.І.</i> Визначення шляхом 3D моделювання об'єму матеріалу, що видаляється при обробці черв'яків з угнутих профілем витків	200
<i>Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О.</i> Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ	205
<i>Настоящий В.А., Дарієнко В.В., Дворніченко Т.А.</i> Аналіз розрахунку засобів з'єднання сталезалізобетонних конструкцій	208
<i>Філімоніхін Г.Б., Філімоніхіна І.І.</i> Застосування функції Гамільтона до визначення умов настання автобалансування	212
<i>Невдаха Ю.А., Маломуж Г.І., Хіоні В.З.</i> Дослідження міцності елементів різьби ..	219

<i>Філімоніхін Г.Б., Філімоніхіна І.І.</i> Зрівноважування ротора з нерухомою точкою пасивними автобалансирами. Постановка задачі	223
<i>Якименко Н.Н., Червинко О.П.</i> Силовой гармонический антиплоский сдвиг вязкоупругой призмы с цилиндрическим включением	228
<i>Филимоныхин Г.Б., Пирогов В.В., Филимоныхина И.И.</i> Пространственная стабилизация положения оси вращения несущего тела маятниковыми демпферами	234
<i>Бровченко А.М.</i> Исследование влияния технологических факторов на погрешность формы и взаимного положения поверхностей корпуса отрезного круга	241
<i>Минайленко Р.Н.</i> Дисипація механічної енергії при деформації пружних елементів вертикального ковшового транспортера (норії)	244
<i>Собінов О.Г.</i> Моделювання швидкості знімання матеріалу при технологічному процесі розмірної обробки дугою	247
<i>Каліч В.М., Осадчий С.І., Віхрова М.С.</i> Застосування комбінованого принципу регулювання для створення Асу гідросистем	253
<i>Козак Ю.А., Михайленко В.С.</i> Нечеткая адаптивная система управления обжигом Клинкера во вращающейся печи	257
<i>Кондратець В.О., Сербул О.М.</i> Ідентифікація співвідношення руда/вода на вході кульового млина	265
<i>Лисогор В.М., Циганенко О.М., Сорокун С.В.</i> Моделі контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі станів	273
<i>Павленко І.І., Мажара В.А.</i> Кінематична структура двозахватних промислових роботів	278
<i>Лисогор В.М., Сорокун С.В., Циганенко О.М.</i> Моделі контролю групової взаємодії операторів людино-машинних систем управління у просторі передатних функцій	283
<i>Павленко І.І., Мажара В.А.</i> Конструктивна структура двозахватних пристроїв промислових роботів	292
<i>Горьовий І.М., Єніна І.І., Гевел А.П.</i> Система автоматичного управління загрузки зернозбирального комбайну	297
<i>Гнатієнко Г.М., Присяжнюк О.В.</i> Процедури та критерії адекватності перетворення інтервальних бальних оцінок в нормовані вагові коефіцієнти	304
<i>Горевий І.М., Єніна І.І., Руденко Т.Г.</i> Система корекції норми висіву на базі кореляційного датчика швидкості руху посівного агрегата	309
<i>Жесан Р.В., Плешков С.П., Деморецька О.П., Шкабура В.О.</i> Основні проблеми, що виникають при створенні систем автоматизованого енергопостачання з використанням комбінованих геліо-вітрових установок автономного сільськогосподарського споживача	312

<i>Кравченко В.І., Богатирьова С.П.</i> Перспективи використання біомаси для України	317
<i>Криськов О.Д., Шадурський О.С.</i> Модуль уточнення розрахункового значення по преференційному ряду в системах автоматизованого рішення конструкторських та технологічних задач	323
<i>Осадчий С.І., Дідик О.К.</i> Аналіз динаміки навантаження на платформу при зважуванні транспортних засобів в русі	329
<i>Криськов О.Д., Березовський Д.В.</i> Модуль призначення режимів різання для САПР регламентів технологічних процесів виготовлення деталей на одношпиндельних токарно-револьверних автоматах	334
<i>Осадчий С.І., Босько В.В., Дідик О.К.</i> Модель динаміки маятникового акселерометру при випадковому входному сигналі	340
<i>Смирнов А.А.</i> Метод обеспечения защиты информации в автоматизированных системах управления противодействием временной атаке	345
<i>Смирнов В.В., Смирнова Н.В.</i> Аппаратная реализация параллельного выполнения потоков в автоматизированной системе управления дозаторами	349
<i>Смірнов О.А.</i> Дослідження параметрів вхідного потоку банківської автоматизованої системи управління	353
<i>Смирнов В.В., Смирнова Н.В.</i> Адаптивный последовательный связной интерфейс для микроконтроллерной системы управления дозаторами ..	359
<i>Теленкова О.Г.</i> Автоматизація контролю та оптимального регулювання двигунів внутрішнього згоряння по рівню газового забруднення ...	362
<i>Шифрин Б.М.</i> К теории качения пневматика	370

**Техніка в сільськогосподарському виробництві,
галузеве машинобудування, автоматизація**

Збірник наукових праць
Кіровоградського національного технічного університету

Заснований в 2001 році

Відповідальний за випуск М.І. Черновол

Комп'ютерна верстка В.В. Абрамова
Тиражування Ю.М. Рубан

Здано в набір 7.04.2006. Підписано до друку 17.04.2006. Формат 60х84 1/8. Папір
офсетний . Гарнітура Times. Високий друк. Умов. друк. арк. 24.
Облік. вид. арк. 27,06. Тираж 300. прим. Зам. № 241.

© РВЛ КНТУ. м. Кіровоград, пр. Університетський 8, Тел. 59-75-41, 59-75-51, 55-92-45